

# Multi-clutch unit for motor vehicle has operating piston defining pressure chamber for hydraulic engagement of clutch and separating pressure chamber from centrifugal force pressure compensating chamber

**Patent number:** DE10004186  
**Publication date:** 2001-04-05  
**Inventor:** SUDAU JOERG (DE); KUNDERMANN WOLFGANG (DE)  
**Applicant:** MANNESMANN SACHS AG (DE)  
**Classification:**  
**- international:** *F16D21/06; F16D25/0638; F16D25/10; F16D25/12; F16D48/02; F16D21/00; F16D25/00; F16D25/06; F16D48/00; (IPC1-7): F16D21/06*  
**- european:** F16D21/06; F16D25/0638; F16D25/10; F16D25/12; F16D25/14  
**Application number:** DE20001004186 20000201  
**Priority number(s):** DE20001004186 20000201; DE19991046857 19990930; DE19991055365 19991117

Also published as:

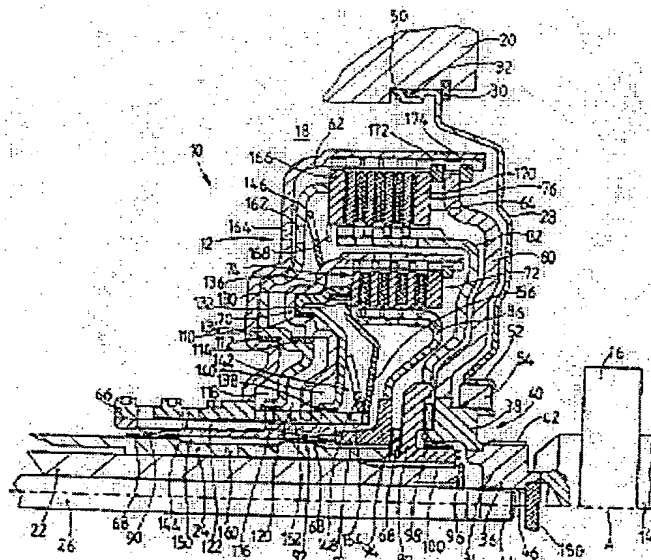


US6454074 (B1)  
 JP2001140934 (A)  
 FR2812699 (A1)  
 FR2799247 (A1)

Report a data error here

## Abstract of DE10004186

The clutch unit has clutch arrangements(64,72) for the respective gearbox input shafts(22,24), with at least one of them having an operating piston(110,130) defining a pressure chamber (118,140) for hydraulic engagement of the clutch. The operating piston separates the pressure chamber from a centrifugal force pressure compensating chamber(120,142) which holds a pressure compensating medium and is connected to a fluid supply source.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift  
10 DE 100 04 186 A 1

51 Int. Cl. 7:  
F 16 D 21/06

21 Aktenzeichen: 100 04 186.8  
22 Anmeldetag: 1. 2. 2000  
43 Offenlegungstag: 5. 4. 2001

DE 100 04 186 A 1

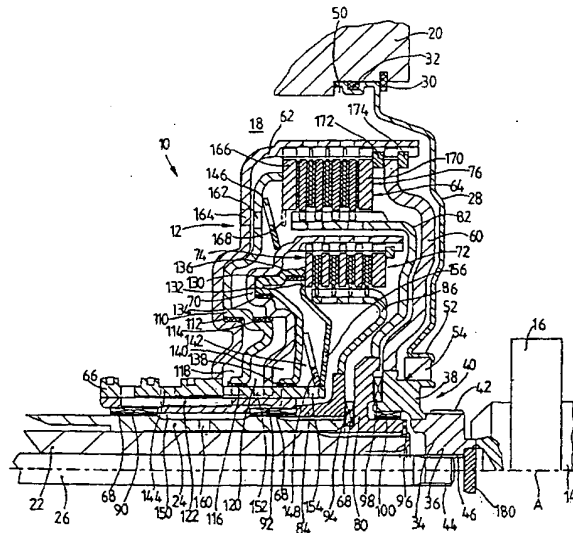
66 Innere Priorität:  
199 46 857. 5 30. 09. 1999  
199 55 365. 3 17. 11. 1999  
71 Anmelder:  
Mannesmann Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE  
74 Vertreter:  
Weickmann & Weickmann, 81679 München

72 Erfinder:  
Sudau, Jörg, Dipl.-Ing., 97464 Niederwerrn, DE;  
Kundermann, Wolfgang, Dipl.-Ing., 97422  
Schweinfurt, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Mehrfach-Kupplungseinrichtung

57 Die Erfindung betrifft eine Mehrfach-Kupplungseinrichtung, ggf. Doppel-Kupplungseinrichtung (12) für die Anordnung in einem Antriebsstrang (10) eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, wobei die Kupplungseinrichtung (12) eine einer ersten Getriebeeingangswelle (22) des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung (64) und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle (24) des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung (72) aufweist, zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe. Nach einem Aspekt der Erfindung wird vorgeschlagen, dass von den Kupplungsanordnungen wenigstens eine (64, 72) einen eine Druckkammer (118 bzw. 140) begrenzenden Betätigungskolben (110 bzw. 130) aufweist zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, wobei der Betätigungskolben (110 bzw. 130) die Druckkammer (118 bzw. 140) von einer zugeordneten Fliehkraft-Druckausgleichskammer (120 bzw. 142) trennt, die ein Druckausgleichsmedium aufnimmt.



DE 100 04 186 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Mehrfach-Kupplungseinrichtung, ggf. Doppel-Kupplungseinrichtung, für die Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, wobei die Kupplungseinrichtung eine einer ersten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe.

Eine derartige Kupplungseinrichtung ist beispielsweise aus der EP 0 931 951 A1 bekannt. Die Kupplungseinrichtung dient zur Verbindung des Antriebs eines Kraftfahrzeugs mit einem mehrstufigen Schaltgetriebe über zwei bevorzugt automatisiert betätigte Reibungskupplungen, wobei jeder dieser beiden Reibungskupplungen jeweils ein Ausrücksystem zugeordnet ist, so dass die beiden Reibungskupplungen unabhängig voneinander ein- oder ausrückbar sind. Eine Kupplungsscheibe einer der beiden Reibungskupplungen ist auf einer zentralen Getriebeeingangswelle drehfest angeordnet, während eine Kupplungsscheibe der anderen Reibungskupplung an einer die zentrale Getriebeeingangswelle umgreifenden, als Hohlwelle ausgebildeten zweiten Getriebeeingangswelle drehfest angreift. Die bekannte Doppelkupplung ist mit einer festen Druckplatte der einen Reibungskupplung an einem Schwungrad einer Brennkraftmaschine angeordnet. Die Anordnung der Doppelkupplung in einem Antriebsstrang entspricht insoweit weitgehend der Anordnung herkömmlicher (Einfach-)Reibungskupplungen im Antriebsstrang.

Doppelkupplungseinrichtungen (kurz: Doppelkupplungen) der eingangs genannten Art haben in jüngerer Zeit ein größeres Interesse gefunden und bestehen im Allgemeinen aus zwei nass- oder trockenlaufenden Kupplungen, die wechselseitig – ggf. auch mit Überschneidungen – geschaltet werden. Insbesondere im Zusammenhang mit einem mehrstufigen Schaltgetriebe bieten derartige Kupplungen die Möglichkeit, Schaltvorgänge zwischen jeweils zwei Übersetzungsstufen des Getriebes ohne Zugkraftunterbrechung vorzunehmen.

Doppelkupplungseinrichtungen bieten prinzipiell die Möglichkeit, bei besonders schwierigen, speziell im Rennsport üblichen Anfahrvorgängen beide Kupplungen gemeinsam zu beaufschlagen. Hierzu kann einerseits das Fahrpedal ggf. bis zum Anschlag ausgelenkt werden, während gleichzeitig das Kraftfahrzeug unter Aufwendung der maximalen Bremskraft so lange im Wesentlichen im Stillstand gehalten wird, bis die Kupplung ihren optimalen Übertragungspunkt erreicht hat. Wenn im Augenblick des Erreichens des optimalen Übertragungspunkts die Bremswirkung aufgehoben wird, wird das Fahrzeug mit maximaler Beschleunigung anfahren. Derartige Anfahrvorgänge kommen auch für Kraftfahrzeuge mit relativ schwacher Motorisierung, also nicht nur im Rennsport, unter extremen Anfahrbedingungen in Betracht, beispielsweise zum Anfahren an einem Hindernis.

Anfahrvorgänge der beschriebenen Art führen offensichtlich zu einem hohen Schlupf mit entsprechend hoher Wärmeentwicklung. Es stellt sich das Problem, diese Wärme aus dem Bereich der als Anfahrkupplung dienenden Reibungskupplung abzuführen. Ferner ist mit entsprechend hohem Verschleiß an der Reibungskupplung zu rechnen. Eine Erhitzung der Reibungskupplungen geht überdies einher mit Reibwertänderungen der Reibungskupplungen, wodurch die Steuerung der Ausrücker der beiden Reibungskupplungen und damit der beiden Reibungskupplungen relativ zueinander deutlich beeinträchtigt werden kann. Da wärmebedingte

Ungenauigkeiten bzw. Änderungen bei der Funktionsabstimmung der beiden Reibungskupplungen zueinander dazu führen können, dass die Getriebeeingangswellen mit einem bei einem Schaltvorgang nicht vorgesehenen Momentenverhältnis beaufschlagt werden, kann es zu Schaltvorgängen im Schaltgetriebe unter Last kommen. Die Synchronisation im Schaltgetriebe kann dadurch überfordert werden, so dass schlimmstenfalls eine Schädigung des Schaltgetriebes bis zum Totalausfall resultiert, ganz abgesehen von auf jeden Fall auftretenden Nachteilen hinsichtlich des Wirkungsgrades. Insgesamt gesehen stehen wärmebedingte FehlAbstimmungen zwischen den beiden Reibungskupplungen einer problemlosen Momentenübertragung bei Schaltvorgängen im Schaltgetriebe ohne Zugkraftunterbrechung und ohne Schaltrücke entgegen.

Ebenfalls problematisch bei einer Doppelkupplungseinrichtung sind Anfahrvorgänge, die entweder gegen eine Steigung erfolgen, wobei ein Zurückrollen des Kraftfahrzeugs zu verhindern ist, oder die dem Einparken mit geringstmöglicher Geschwindigkeit dienen, beispielsweise um ein Kraftfahrzeug in einer Parklücke präzise zu positionieren. Die betreffenden Betriebszustände sind in Fachkreisen unter den Stichworten "Hillholder" und "Kriechen" bekannt. Beiden Anfahrvorgängen ist gemeinsam, dass die als Anfahrkupplung dienende Reibungskupplung, teilweise ohne Betätigung des Fahrpedals, über längere Zeit mit Schlupf betrieben wird. Auch wenn bei derartigen Anfahrvorgängen die zu übertragenden Momente weit unterhalb derjenigen der vorstehend beschriebenen, primär im Rennsport auftretenden Betriebsbedingungen liegen, so kann dennoch eine starke Erhitzung der betreffenden Reibungskupplung oder sogar beider Reibungskupplungen auftreten, die zu den zuvor erläuterten Problemen führt.

Es wurden Schaltstrategien und Schaltverfahren für Doppelkupplungsgetriebe vorgeschlagen, die auf der gezielten Einstellung von Kupplungsschlupf beruhen (DE 196 31 983 C1) mit dementsprechender Erzeugung von Reibungswärme. Je nach Fahrweise können Überhitzungsprobleme der erläuterten Art nicht ausgeschlossen werden.

Die Gefahr einer starken Erhitzung besteht nicht nur bei einer trockenlaufenden Reibungskupplung, sondern kann auch bei sog. "nasslaufenden" Reibungskupplungen, ggf. in Form einer Lamellenkupplung, auftreten, die unter Einwirkung eines viskosen Betriebsmediums, etwa einer Hydraulikflüssigkeit, betrieben werden. Als Beispiel kann ein aus der DE 198 00 490 A1 bekanntes Wechselgetriebe mit zwei Lamellenkupplungen genannt werden, von denen eine für die Vorwärtsfahrt und die andere für die Rückwärtsfahrt dient. Die DE 198 00 490 A1 beschäftigt sich primär damit, wie die beiden Lamellenkupplungen in ausreichender Weise unter Einsatz des viskosen Betriebsmediums gekühlt werden können. Trotz der Flüssigkeitskühlung ist auch im Falle von Lamellenkupplungen die Erhitzung der Reibungskupplungen ein erhebliches Problem, da das Betriebsmedium, das üblicherweise zur Abfuhr der Wärme Reibbelagnuten o. dgl. durchströmt, nicht in beliebigen Mengen zwischen den Lamellen hindurchgeführt werden kann, da einerseits eine zu starke Durchströmung der Reibbelagnuten o. dgl. einen Gegendruck zwischen den Reibflächen zweier benachbarter Lamellen aufbauen würde und damit die Drehmomentübertragungsfähigkeit der Reibungskupplungen reduzieren würde (mit entsprechendem Anstieg des Schlupfes und damit zusätzlicher Erzeugung von Reibungswärme, wodurch das Problem einer Überhitzung noch verstärkt werden würde), und weil andererseits das Betriebsmedium beim Durchströmen zwischen den Lamellen überhitzen und zerstört werden könnte. Eine Überhitzung bei Lamellenkupplungen kann dazu führen, dass sich beim Ausrücken die

Reibflächen nicht mehr völlig voneinander trennen und dementsprechend über die Kupplung, die an sich ausgerückt sein soll, noch Drehmomente übertragen werden, so dass erhebliche Schleppmomente in ein zugeordnetes Schaltgetriebe gelangen können. Im Falle der Anwendung von Lamellenkupplungen auf eine Mehrfach-Kupplungseinrichtung, insbesondere Doppel-Kupplungseinrichtung, der eingangs genannten Art, könnte es wiederum zu Schaltvorgängen im Schaftgetriebe unter Last mit entsprechender Überforderung der Synchronisation im Schaltgetriebe kommen.

Ein Ansatz, die Überhitzungsprobleme im Bereich der Reibungskupplungen im Falle ungünstiger Betriebsbedingungen, beispielsweise bei problematischen Anfahrvorgängen eines Kraftfahrzeugs, in den Griff zu bekommen, ist das Vorsehen eines gegenüber der ersten und der zweiten Kupplungsanordnung zusätzlichen Anfahrlements in Form einer sog. Hydrokupplung oder hydrodynamischen Kupplung, umfassend einen hydrodynamischen Kreis mit einem Pumpenrad, einem Turbinenrad sowie gewünschtenfalls mit einem Leitrad. Das Antriebselement kann zu einer der beiden Reibungskupplungen parallel geschaltet sein, also unabhängig vom Einkuppelzustand dieser Reibungskupplung auf eine gemeinsame Getriebeeingangswelle wirken. Eine Kupplungseinrichtung, in die zwei Lamellenkupplungen und ein derartiges Anfahrlement integriert sind, ist in der deutschen Patentanmeldung 199 46 857.5 der Anmelderin beschrieben, die am 30.09.1999 angemeldet wurde und deren Offenbarungsgehalt in den Offenbarungsgehalt der vorliegenden Anmeldung einbezogen wird.

Im Rahmen der Untersuchungen der Anmelderin im Zusammenhang mit Doppelkupplungseinrichtungen hat sich generell gezeigt, dass im Falle von nasslaufenden Kupplungen Dichtigkeitsprobleme und Probleme im Zusammenhang mit der Verlustleistung bestehen. Ferner zeigte es sich, dass auf der Grundlage bisher bekannt gewordener Konzepte Randbedingungen hinsichtlich des zur Verfügung stehenden axialen und radialen Bauraums nicht oder nur schwer eingehalten werden konnten. Im Falle von über in die Kupplungseinrichtung integrierte Kolben betätigten Kupplungen, ggf. Membrankupplungen, erwies sich insbesondere die Anordnung der den Kolben zugeordneten Kolbenkammern als problematisch.

Die Erfindung trachtet generell, hinsichtlich wenigstens einem der angesprochenen oder/und anderer Probleme Verbesserungen zu erreichen. Eine Zielsetzung der Erfindung liegt insbesondere darin, eine Mehrfach-Kupplungseinrichtung mit vorteilhaftem Betriebsverhalten, beispielsweise hinsichtlich der Betriebssicherheit, oder/und eine kompakt ausführbare Mehrfach-Kupplungseinrichtung, bereitzustellen.

Die Erfindung stellt nach einem ersten Aspekt bereit eine Mehrfach-Kupplungseinrichtung, ggf. Doppel-Kupplungseinrichtung, für die Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, wobei die Kupplungseinrichtung eine einer ersten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe. Nach diesem ersten Aspekt der Erfindung ist vorgesehen, dass von den Kupplungsanordnungen wenigstens eine einen eine Druckkammer begrenzenden Betätigungskolben aufweist zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, wobei der Betätigungskolben die Druckkammer von einer zugeordneten Fliehkraft-Druckausgleichskammer trennt, die ein Druckausgleichsmedium aufnimmt, das flieh-

kraftbedingte Druckerhöhungen in der Druckkammer und dementsprechende fliehkraftbedingte Kräfte auf den Betätigungskolben kompensiert.

Die Fliehkraft-Druckausgleichskammer kann an einer Druckausgleichsmediumversorgung angeschlossen sein, um die Fliehkraft-Druckausgleichskammer wenigstens in einem Bedarfs-Betriebszustand der Kupplungseinrichtung mit Druckausgleichsmedium zu versorgen. Die Druckausgleichsmediumversorgung kann von einer Hydraulikmediumversorgung oder einer gesonderten Betriebsfluidversorgung, ggf. Betriebsölversorgung, gebildet sein, die auch zur Versorgung wenigstens einer anderen Funktionseinheit der Kupplungseinheit dient.

Ist eine Rückstellfederanordnung zum Rückstellen des Betätigungskolbens vorgesehen, so kann diese in der Fliehkraft-Druckausgleichskammer aufgenommen sein, um Bauraum zu sparen.

Als besonders bevorzugt wird vorgeschlagen, dass eine der Druckausgleichskammer zugeordnete Dichtungsanordnung oder/und eine Begrenzungswandung der Druckausgleichskammer derart angeordnet und elastisch ausgebildet ist, dass sie in einem einem Hubbereich des Betätigungskolbens, der eine einem eingerückten Zustand der betreffenden Kupplungsanordnung entsprechende Hubposition des Betätigungskolbens umfaßt, ein Ausrücken der Kupplungsanordnung wenigstens unterstützt. Die Dichtungsanordnung oder/und die Begrenzungswandung können also die Funktion eines Federelements übernehmen, das das Öffnen des Betätigungskolbens unterstützt oder bewirkt. In der Regel wird die erwähnte Rückstellfederanordnung zusätzlich vorgesehen sein, um den Kolben bis in seine einer völlig ausgerückten Kupplungsanordnung entsprechende Ruheposition zu überführen. Die durch die Dichtungsanordnung bzw. die Begrenzungswandung gelieferte Unterstützung der Ausrückbewegung ist insoweit besonders zweckmäßig, als dass es häufig darauf ankommt, dass die Kupplungsanordnung schnell ausrückbar ist, beispielsweise dann, wenn die Kupplungsanordnung mit geregelter Schlupf betrieben werden soll. Einem schnellen Ausrücken können verschiedene Faktoren entgegen wirken, beispielsweise von einem Kühlmittelfluid, insbesondere Kühllöl, auf den Kolben ausgeübt oder durch das Kühlfliuid vermittelte, auf den Kolben wirkende oder auf der Massenträgheit beruhende Beharrungskräfte, die in der Regel bei der Einleitung der Kolbenausrückbewegung besonders zum Tragen kommen. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, vor allem das Einleiten der Kolbenausrückbewegung auf die vorgeschlagene Art und Weise zu unterstützen.

Die Dichtungsanordnung kann ein Dichtungselement aufweisen, das an einem die Druckausgleichskammer begrenzenden Wandungsteil angebracht ist und mit diesem und dem Betätigungskolben in Dichteingriff steht. Das Dichtungselement kann von dem Wandungsteil in Richtung zu einer Anschlagfläche des Betätigungskolbens vorstehen und wenigstens im eingerückten Zustand der Kupplungsanordnung auf den Betätigungskolben elastische Rückstellkräfte in Richtung zu einer einem ausgerückten Zustand der Kupplungsanordnung entsprechenden Hubposition übertragen. Das Dichtungselement kann an einem Randbereich des Wandungsteils aufgespritzt oder dem Randbereich übergezogen sein. Dies ist besonders montagefreundlich und sorgt überdies für eine sichere Positionierung des Dichtungselements am Wandungsteil.

Nach einem zweiten unabhängigen Aspekt der Erfindung wird für eine Mehrfach-Kupplungseinrichtung, ggf. Doppel-Kupplungseinrichtung, für die Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, welche Kupplungseinrichtung

eine einer ersten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe, vorgeschlagen, dass von den Kupplungsanordnungen wenigstens eine eine Druckkammer begrenzenden Betätigungskolben aufweist zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, und dass die Kupplungsanordnungen als Lamellen-Kupplungsanordnungen ausgebildet sind, von denen eine radial äußere Kupplungsanordnung eine radial innere Kupplungsanordnung ringartig umschließt, wobei der der radial äußeren Kupplungsanordnung zugeordnete Betätigungskolben an einem Lamellentträger, vorzugsweise Außenlamellentträger, der radial äußeren Kupplungsanordnung und an einem Lamellentträger, vorzugsweise Außenlamellentträger, der radial inneren Kupplungsanordnung axial verschiebbar und die Druckkammer abdichtend geführt ist.

Durch die angegebene Führung des Betätigungskolbens an den Lamellenträgern wird einerseits der Betätigungskolben sicher axial geführt, so dass eine hohe Betriebssicherheit erreicht wird und ist andererseits eine besonders kompakte Ausbildung der Kupplungseinrichtung möglich, da gesonderte Führungselemente für die Führung des Kolbens nicht erforderlich sind und so Bauraum gespart werden kann. Ist eine Fliehkraft-Druckausgleichskammer vorgesehen, die Druckausgleichsmedium aufnimmt und durch den Betätigungskolben begrenzt wird, so kann der Betätigungskolben auch die Fliehkraft-Druckausgleichskammer abdichtend an den Lamellenträgern geführt sein.

Im Hinblick auf eine besonders kompakte Ausbildung der Kupplungseinrichtung wird weiterhin vorgeschlagen, dass die der radial äußeren Kupplungsanordnung zugeordnete Fliehkraft-Druckausgleichskammer durch einen Lamellentträger, vorzugsweise Außenlamellentträger, der radial inneren Kupplungsanordnung begrenzt ist. Auf eine gesonderte Wandung zur Bildung der Druckausgleichskammer kann dann gewünschtenfalls völlig verzichtet werden.

Entsprechende Bauraumersparnis kann auch dadurch erreicht werden, dass ein der radial inneren Kupplungsanordnung zugeordneter Betätigungskolben an einem Lamellentträger, vorzugsweise Außenlamellentträger, der radial inneren Kupplungsanordnung sowie ggf. an einer Wandung einer ggf. vorgesehenen, dem Betätigungskolben zugeordneten Fliehkraft-Druckausgleichskammer axial verschiebbar und die zugeordnete Druckkammer sowie ggf. die Druckausgleichsmedium aufnehmende Fliehkraft-Druckausgleichskammer abdichtend geführt ist. In diesem Zusammenhang ist es zweckmäßig, dass mit den Betätigungskolben zusammenwirkende Dichtungselemente radial gestaffelt und vorzugsweise sich teilweise axial überlappend angeordnet sind.

Im Hinblick auf eine optimale Ausnutzung des Bauraums kann vorgesehen sein, dass wenigstens eine der Fliehkraft-Druckausgleichskammern sich über einen anderen Radialbereich als die zugeordnete Druckkammer erstreckt, derart, dass eine druckkammerseitige effektive Druckbeaufschlagungsfläche des Kolbens kleiner als eine druckausgleichskammerseitige effektive Druckbeaufschlagungsfläche des Kolbens ist oder/und dass eine Druckausgleichskammer-Begrenzungsfläche des Kolbens sich weiter nach radial außen als eine Druckkammer-Begrenzungsfläche des Kolbens erstreckt. Um eine dann ggf. bei einer Vollfüllung der Druckausgleichskammer mit Druckausgleichsmedium auftretende Überkompensation der Fliehkraft zu vermeiden (es ist in diesem Zusammenhang die Radiusabhängigkeit der

fliehkraftbedingten Druckerhöhung in der Druckkammer und in der Druckausgleichskammer zu berücksichtigen), können der Druckausgleichskammer Füllbegrenzungsmittel zugeordnet sein, die die Füllung der Druckausgleichskammer mit Druckausgleichsmedium auf einen maximalen radialen Teilfüllungsstand begrenzen. Die Füllungsbegrenzungsmittel können wenigstens eine Druckausgleichsmedium-Durchlassöffnung in einer sich in radialer Richtung erstreckenden Wandung der Druckausgleichskammer umfassen.

Nach einem dritten unabhängigen Aspekt der Erfindung wird für eine Mehrfach-Kupplungseinrichtung, ggf. Doppel-Kupplungseinrichtung, für die Anordnung in einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, welche Kupplungseinrichtung eine einer ersten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe, vorgeschlagen, dass von den Kupplungsanordnungen wenigstens eine einen eine Druckkammer begrenzenden Betätigungskolben aufweist zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, wobei der Betätigungskolben an einem die Druckkammer oder/und an einem eine zugeordnete Druckausgleichskammer begrenzenden Wandungsteil die Druckkammer oder/und die Druckausgleichskammer abdichtend geführt ist, wobei zwischen dem betreffenden Wandungsteil und dem Kolben eine Labyrinth-Dichtung umfassend wenigstens eine Ringnut in einem sich in einer Einrück-Ausrück-Richtung des Betätigungskolbens erstreckenden Oberflächenabschnitt des Betätigungskolbens oder/und des Wandungsteil wirksam ist oder/und wobei zwischen dem betreffenden Wandungsteil und dem Kolben wenigstens ein Dichtungsring wirksam ist, der einerseits an einem von Betätigungskolben und Wandungsteil festgelegt ist und andererseits am anderen von Betätigungskolben und Wandungsteil mit Axialspiel relativ zum einen von Betätigungskolben und Wandungsteil angreift und während einer Einrück-Bewegung oder/und während einer Ausrück-Bewegung des Betätigungskolbens auf zunehmenden Dichteingriff mit dem Wandungsteil oder/und dem Betätigungskolben beansprucht wird.

Ist eine Labyrinth-Dichtung der genannten Art vorgesehen, so kann auf gesonderte Dichtungselemente, beispielsweise aus Gummi-, Kunststoff- oder Elastomermaterial, verzichtet werden und Dichtung und zugeordnetes Gegenstück können aus dem gleichen Material mit dementsprechend gleichem Wärmeausdehnungskoeffizienten bestehen. Ein gleicher Wärmeausdehnungskoeffizient für die beiden Dichtungspartner der Labyrinth-Dichtung ist insoweit äußerst vorteilhaft, als dass Temperaturveränderungen oder -schwankungen keine oder keine wesentlichen Änderungen des Eingriffs, ggf. Reibungseingriffs, zwischen den Dichtungspartnern bedingen, die zu entsprechenden Schwankungen von bei einer Einrück- und Ausrückbewegung des Kolbens zu überwindenden Beharrungskräften führen würden. Ferner kommt es zu keinen wesentlichen Schwankungen der Dichtwirkung, insbesondere zu keinem Verlust der Dichtwirkung.

Die andere erfindungsgemäße Ausbildungsvariante mit dem einerseits festgelegten und andererseits mit Axialspiel angreifenden Dichtungsring ist insoweit vorteilhaft, als dass eine besonders gute Abdichtung erreichbar ist, beispielsweise dann, wenn der Dichtungsring durch den Druck in der Druckkammer bzw. Druckausgleichskammer zusätzlich im Sinne eines stärkeren Dichteingriffs beansprucht wird, etwa

derart, dass der Dichtungsring in eine den Dichtungsring aufnehmende Ausformung stärker eingepresst wird. Dies geschieht im Falle der Druckkammer in besonderem Maße bei eingerückter Kupplung im Zustand des seine Ausrückposition einnehmenden, stationären Kolbens, d. h. dann, wenn das Lamellenpaket maximal eingespannt ist und möglichst keine Leckage auftreten sollte.

Die vorangehende Erläuterung geht davon aus, dass der Dichtungsring während einer Einrück-Bewegung auf zunehmenden Dichteingriff beansprucht wird und in der Endposition des Betätigungskolbens maximaler Dichteingriff erreicht ist. Man könnte maximalen Dichteingriff aber auch in einer mittleren Hubposition des Hubkolbens oder in der einer ausgerückten Kupplung entsprechenden Endposition des Betätigungskolbens vorsehen, wenn dies zweckmäßig erscheint.

Der Dichtungsring kann einerseits in eine Ringnut des Betätigungskolbens oder des Wandungsteils eingreifen. Ferner kann der Dichtungsring wenigstens einen Abschnitt aufweisen, der andererseits an einem sich in einer Einrück-Ausrück-Richtung des Betätigungskolbens erstreckenden, in dieser Richtung ebenen Oberflächenabschnitt des Betätigungskolbens oder des Wandungsteils angreift, beispielsweise in der Art eines Abstreifers.

Es wird vorgeschlagen, dass der Dichtungsring in einem Zustand geringerer Spannung mit geringerem Dichteingriff bezogen auf eine eine Drehachse der Kupplungseinrichtung enthaltende oder zu dieser parallelen Schnittebene in axialer Richtung gewölbt ist und während einer Einrück-Bewegung oder/und während einer Ausrück-Bewegung des Betätigungskolbens in einen Zustand höherer Spannung mit stärkerem Dichteingriff überführt wird, in dem er bezogen auf die Schnittebene gestreckt oder in axialer Richtung weniger stark gewölbt ist.

Wie schon angedeutet wurde, ist es generell bevorzugt, dass der Dichtungsring im eingerückten Zustand der betreffenden Kupplungsanordnung auf maximalen Dichteingriff beansprucht ist.

Bei dem die Druckkammer begrenzenden Wandungsteil kann es sich um einen Lamellenträger, vorzugsweise Außenlamellenträger, der betreffenden, als Lamellen-Kupplungsanordnung ausgebildeten Kupplungsanordnung handeln.

Ist der Dichtungsring einerseits in einer Ausformung oder Aussparung des Betätigungskolbens eingesetzt und greift andererseits an dem ebenen Oberflächenabschnitt an, so kann axialer Bauraum dadurch eingespart werden, dass die Ausformung im Randbereich eines radial verlaufenden Kolbenabschnitts vorgesehen wird. Hierdurch sind dünne Wandstärken möglich. Die Ausformung, ggf. Nut, kann dann gewünschtenfalls eingewalzt werden. Zur Einsparung von axialem Bauraum trägt auch bei, dass nach dem Erfindungsvorschlag der Dichtungsring im Querschnitt in radialer Richtung langgestreckt ausgebildet sein kann, ohne dass Einbußen an Dichtungswirkung zu befürchten sind.

Nach einem vierten unabhängigen Aspekt der Erfindung wird für eine Mehrfach-Kupplungseinrichtung, ggf. Doppel-Kupplungseinrichtung, für die Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, welche Kupplungseinrichtung eine einer ersten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe, vorgeschlagen, dass die Kupplungsanordnungen jeweils einen eine jeweilige Druckkammer begrenzenden Betätigungskolben aufweisen zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der

jeweiligen Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, wobei ein die Druckkammer der ersten Kupplungsanordnung nach radial außen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben und einer Wandung der Druckkammer wirkendes radial äußeres Dichtungselement (im Zusammenhang mit der Druckkammer als erstes Dichtungselement bezeichnet) und ein die Druckkammer der zweiten Kupplungsanordnung nach radial außen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben und einer Wandung der Druckkammer wirkendes radial äußeres Dichtungselement (im Zusammenhang mit der Druckkammer als zweites Dichtungselement bezeichnet) in unterschiedlichen Radialabständen von einer Drehachse der Kupplungseinrichtung angeordnet sind, oder/und wobei ein die Druckkammer der ersten Kupplungsanordnung nach radial innen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben und einer Wandung der Druckkammer wirkendes radial inneres Dichtungselement (im Zusammenhang mit der Druckkammer als drittes Dichtungselement bezeichnet) und ein die Druckkammer der zweiten Kupplungsanordnung nach radial innen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben und einer Wandung der Druckkammer wirkendes radial inneres Dichtungselement (im Zusammenhang mit der Druckkammer als viertes Dichtungselement bezeichnet) in unterschiedlichen Radialabständen von einer Drehachse der Kupplungseinrichtung angeordnet sind.

Durch die erfindungsgemäß vorgesehenen unterschiedlichen Radialabstände der Dichtungselemente lässt sich der radiale oder/und axiale Bauraum der Kupplungseinrichtung vergleichsweise klein halten. Zur Ermöglichung einer besonders kompakten Ausbildung der Kupplungseinrichtung wird weiterbildend vorgeschlagen, dass bezogen auf eine die Drehachse der Kupplungseinrichtung enthaltende oder zu dieser parallelen Schnittebene das erste und das zweite Dichtungselement oder/und das dritte und das vierte Dichtungselement derart angeordnet sind, dass wenigstens im ausgerückten Zustand beider Kupplungsanordnungen oder/und im eingerückten Zustand beider Kupplungsanordnungen eine beide Dichtungselemente schneidende Gerade mit einer Drehachse der Kupplungseinrichtung einen Winkel von etwa  $10^\circ$  bis  $70^\circ$ , vorzugsweise von etwa  $20^\circ$  bis  $50^\circ$ , höchstvorzugsweise von etwa  $30^\circ$  bis  $40^\circ$ , einschließt.

Bevorzugt trennen die Betätigungskolben die jeweilige Druckkammer von einer zugeordneten jeweiligen Druckausgleichskammer, die ein Druckausgleichsmedium aufnimmt. Hierzu wird weiterbildend vorgeschlagen, dass ein die Druckausgleichskammer der ersten Kupplungsanordnung nach radial außen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben und einer Wandung der Druckausgleichskammer wirkendes radial äußeres Dichtungselement (im Zusammenhang mit der Druckausgleichskammer als fünftes Dichtungselement bezeichnet) und ein die Druckausgleichskammer der zweiten Kupplungsanordnung nach radial außen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben und einer Wandung der Druckausgleichskammer wirkendes radial äußeres Dichtungselement (im Zusammenhang mit der Druckausgleichskammer als sechstes Dichtungselement bezeichnet) in unterschiedlichen Radialabständen von einer Drehachse der Kupplungseinrichtung angeordnet sind, oder/und dass ein die Druckausgleichskammer der ersten Kupplungsanordnung nach radial innen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben und einer Wandung der Druckausgleichskammer wirkendes radial inneres Dichtungselement (im Zusammenhang mit der Druckausgleichskammer als siebtes Dichtungselement bezeichnet) und ein die Druckausgleichskammer der zweiten Kupplungsanord-

nung nach radial innen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben und einer Wandung der Druckausgleichskammer wirkendes radial inneres Dichtungselement (im Zusammenhang mit der Druckausgleichskammer als achties Dichtungselement bezeichnet) in unterschiedlichen Radialabständen von einer Drehachse der Kupplungseinrichtung angeordnet sind.

Nach diesem Vorschlag kann trotz der vorgesehenen Druckausgleichskammern wiederum eine radial oder/und axial vergleichsweise kompakte Ausbildung der Kupplungseinrichtung erreicht werden, insbesondere dann, wenn bezogen auf eine die Drehachse der Kupplungseinrichtung enthaltende oder zu dieser parallelen Schnittebene das fünfte und das sechste Dichtungselement oder/und das siebte und das achte Dichtungselement derart angeordnet sind, dass wenigstens im ausgerückten Zustand beider Kupplungsanordnungen oder/und im eingerückten Zustand beider Kupplungsanordnungen eine beide Dichtungselemente schneidende Gerade mit einer Drehachse der Kupplungseinrichtung einen Winkel  $\alpha$  von etwa  $10^\circ$  bis  $70^\circ$ , vorzugsweise von etwa  $30^\circ$  bis  $60^\circ$ , höchstvorzugsweise von etwa  $40^\circ$  bis  $50^\circ$ , einschließt.

Für die genannten Dichtungselemente wird vorgeschlagen, dass das erste und das fünfte Dichtungselement gesonderte Dichtungselemente sind, die vorzugsweise in im Wesentlichen gleichen Radialabstand von der Drehachse der Kupplungseinrichtung angeordnet sind, oder/und dass das zweite und das sechste Dichtungselement gesonderte Dichtungselemente sind, die vorzugsweise in im Wesentlichen gleichen Radialabstand von der Drehachse der Kupplungseinrichtung angeordnet sind, oder/und dass das dritte und das siebte Dichtungselement von einem der Druckkammer und der Druckausgleichskammer gemeinsam zugeordneten Dichtungselement gebildet sind, oder/und dass das vierte und das achte Dichtungselement von einem der Druckkammer und der Druckausgleichskammer gemeinsam zugeordneten Dichtungselement gebildet sind. Generell können die Dichtungen aber auch auf unterschiedlichen Durchmessern angeordnet sein, wobei man durch aufeinander abgestimmte Wahl der Durchmesser einen Angleich der Drücke in den Kolbenkammern erreichen kann.

Die im Zusammenhang mit den verschiedenen Aspekten der Erfindung angesprochenen Merkmale einer Mehrfach-Kupplungseinrichtung bzw. eines Antriebsstrangs können vorteilhaft kombiniert werden. Weitere unabhängige Aspekte der Erfindung entnimmt der Fachmann den vorangehenden Erläuterungen und der Figurenbeschreibung.

Die Erfindung betrifft ferner einen Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug mit einer zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe angeordneten Kupplungseinrichtung nach wenigstens einem Aspekt der Erfindung.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand von in den Figuren gezeigten Ausführungsbeispielen näher erläutert.

Fig. 1 zeigt in einer teilgeschnittenen Darstellung eine in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einem Getriebe und einer Antriebseinheit angeordnete Doppelkupplung mit zwei Lamellen-Kupplungsanordnungen.

Fig. 2-14 zeigen in der Fig. 1 entsprechenden Darstellungen Varianten der Doppelkupplung der Fig. 1.

Fig. 1 zeigt eine in einem Antriebsstrang 10 zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe angeordnete Doppelkupplung 12. Von der Antriebseinheit, beispielsweise einer Brennkraftmaschine, ist in Fig. 1 nur eine Abtriebswelle 14, ggf. Kurbelwelle 14, mit einem zur Ankopplung eines nicht dargestellten Torsionsschwingungsdämpfers dienenden Koppelende 16 dargestellt. Das Getriebe ist in Fig. 1 durch einen eine Getriebegehäuseglocke 18 begrenzenden Getriebegehäuseabschnitt 20 und zwei Getriebeeingangs-

wellen 22 und 24 repräsentiert, die beide als Hohlwellen ausgebildet sind, wobei die Getriebeeingangswelle 22 sich im Wesentlichen coaxial zur Getriebeeingangswelle 24 durch diese hindurch erstreckt. Im Inneren der Getriebeeingangswelle 22 ist eine Pumpenantriebswelle angeordnet, die zum Antrieb einer getriebeseitigen, in Fig. 1 nicht dargestellten Ölpumpe dient, wie noch näher erläutert wird.

Die Doppelkupplung 12 ist in die Getriebegehäuseglocke 18 aufgenommen, wobei der Glockeninnenraum in Richtung zur Antriebseinheit durch einen Deckel 28 verschlossen ist, der in eine Glockengehäuseöffnung eingepresst ist oder/und darin durch einen Sprengring 30 gesichert ist. Weist die Doppelkupplung, wie das in Fig. 1 gezeigte Ausführungsbeispiel, nasslaufende Reibungskupplungen, beispielsweise Membrankupplungen, auf, so ist es in der Regel angebracht, für einen Dichteingriff zwischen dem Deckel 28 und dem von der Getriebegehäuseglocke 18 gebildeten Kupplungsgehäuse zu sorgen, der beispielsweise mittels eines O-Rings oder eines sonstigen Dichtrings hergestellt sein kann. In Fig. 1 ist ein Dichtring 32 mit zwei Dichtlippen gezeigt.

Als Eingangsseite der Doppelkupplung 12 dient eine Kupplungsnahe 34, die aus noch näher zu erläuternden Gründen aus zwei aneinander festgelegten Ringabschnitten 36, 38 besteht. Die Kupplungsnahe 34 erstreckt sich durch eine zentrale Öffnung des Deckels 28 in Richtung zur Antriebseinheit und ist über eine Außenverzahnung 42 mit dem nicht dargestellten Torsionsschwingungsdämpfer gekoppelt, so dass über diesen eine Momentenübertragungsverbindung zwischen dem Koppelende 16 der Kurbelwelle 14 und der Kupplungsnahe 34 besteht. Möchte man auf einen Torsionsschwingungsdämpfer generell oder an dieser Stelle im Antriebsstrang verzichten, so kann die Kupplungsnahe 34 auch unmittelbar mit dem Koppelende 16 gekoppelt werden. Die Pumpenantriebswelle 26 weist an ihrem vom Getriebe ferneren Ende eine Außenverzahnung 44 auf, die in eine Innenverzahnung 46 des Ringabschnitts 36 der Kupplungsnahe 34 eingreift, so dass sich die Pumpenantriebswelle 26 mit der Kupplungsnahe 34 mitdreht und dementsprechend die Ölpumpe antreibt, wenn der Kupplungsnahe 34 eine Drehbewegung erteilt wird, im Regelfall von der Antriebseinheit und in manchen Betriebssituationen eventuell auch vom Getriebe her über die Doppelkupplung (beispielsweise in einer durch das Stichwort "Motorbremse" charakterisierten Betriebssituation).

Der Deckel 28 erstreckt sich radial zwischen einem eine Radialausnehmung 50 der Gehäuseglocke 18 begrenzenden ringförmigen Umfangwandabschnitt der Gehäuseglocke 18 und dem Ringabschnitt 38 der Nahe 34, wobei es vorteilhaft ist, wenn zwischen einem radial inneren Wandbereich 52 des Deckels 28 und der Nahe 34, speziell dem Ringabschnitt 38, eine Dichtungs- oder/und Drehlageranordnung 54 vorgesehen ist, speziell dann, wenn – wie beim gezeigten Ausführungsbeispiel – der Deckel 28 an der Gehäuseglocke 18 festgelegt ist und sich dementsprechend mit der Doppelkupplung 12 nicht mitdreht. Eine Abdichtung zwischen dem Deckel und der Nahe wird insbesondere dann erforderlich sein, wenn es sich, wie beim Ausführungsbeispiel, bei den Kupplungsanordnungen der Doppelkupplung um nasslaufende Kupplungen handelt. Eine hohe Betriebssicherheit auch im Falle von auftretenden Schwingungen und Vibrationen wird erreicht, wenn die Dichtungs- oder/und Drehlageranordnung 54 axial am Deckel 28 oder/und an der Kupplungsnahe 34 gesichert ist, etwa durch einen nach radial innen umgebogenen Endabschnitt des Deckelrands 52, wie in Fig. 1 zu erkennen ist.

An dem Ringabschnitt 38 der Nahe 34 ist ein Trägerblech 60 drehfest angebracht, das zur Drehmomentübertragung

zwischen der Nabe 34 und einem Außenlamellenträger 62 einer ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 dient. Der Außenlamellenträger 62 erstreckt sich in Richtung zum Getriebe und nach radial innen zu einem Ringteil 66, an dem der Außenlamellenträger drehfest angebracht ist und das mittels einer Axial- und Radial-Lageranordnung 68 an den beiden Getriebeeingangswellen 22 und 24 derart gelagert ist, dass sowohl radiale als auch axiale Kräfte an den Getriebeeingangswellen abgestützt werden. Die Axial- und Radial-Lageranordnung 68 ermöglicht eine Relativverdrehung zwischen dem Ringteil 66 einerseits und sowohl der Getriebeeingangswelle 22 als auch der Getriebeeingangswelle 24 andererseits. Auf den Aufbau und die Funktionsweise der Axial- und Radial-Lageranordnung wird später noch näher eingegangen.

Am Ringteil 66 ist axial weiter in Richtung zur Antriebseinheit ein Außenlamellenträger 70 einer zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72 drehfest angebracht, deren Lamellenpaket 74 vom Lamellenpaket 76 der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung ringartig umgeben wird. Die beiden Außenlamellenträger 62 und 70 sind, wie schon angedeutet, durch das Ringteil 66 drehfest miteinander verbunden und stehen gemeinsam über das mittels einer Außenverzahnung mit dem Außenlamellenträger 62 in formschlüssigem Drehmomentübertragungseingriff stehende Trägerblech 60 mit der Kupplungsnahe 34 und damit – über den nicht dargestellten Torsionsschwingungsdämpfer – mit der Kurbelwelle 14 der Antriebseinheit in Momentenübertragungsverbindung. Bezogen auf den normalen Momentenfluss von der Antriebseinheit zum Getriebe dienen die Außenlamellenträger 62 und 70 jeweils als Eingangsseite der Lamellen-Kupplungsanordnung 64 bzw. 72.

Auf der Getriebeeingangswelle 22 ist mittels einer Keilnutenverzahnung o. dgl. ein Nabenteil 80 eines Innenlamellenträgers 82 der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 drehfest angeordnet. In entsprechender Weise ist auf der radial äußeren Getriebeeingangswelle 24 mittels einer Keilnutenverzahnung o. dgl. ein Nabenteil 84 eines Innenlamellenträgers 86 der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72 drehfest angeordnet. Bezogen auf den Regel-Momentenfluss von der Antriebseinheit in Richtung zum Getriebe dienen die Innenlamellenträger 82 und 86 als Ausgangsseite der ersten bzw. zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 bzw. 72.

Es wird noch einmal auf die radiale und axiale Lagerung des Ringteils 66 an den Getriebeeingangswellen 22 und 24 Bezug genommen. Zur radialen Lagerung des Ringteils 66 dienen zwei Radial-Lagerbaugruppen 90 und 92, die zwischen der radial äußeren Getriebeeingangswelle 24 und dem Ringteil 66 wirksam sind. Die axiale Lagerung des Ringteils 66 erfolgt betreffend einer Abstützung in Richtung zur Antriebseinheit über das Nabenteil 84, ein Axiallager 94, das Nabenteil 80 und einen das Nabenteil 80 an der radial inneren Getriebeeingangswelle 22 axial sichernden Sprengring 96. Das Ringteil 38 der Kupplungsnahe 34 ist wiederum über ein Axiallager 68 und ein Radiallager 100 an dem Nabenteil 80 gelagert. In Richtung zum Getriebe ist das Nabenteil 80 über das Axiallager 94 an einem Endabschnitt der radial äußeren Getriebeeingangswelle 24 axial abgestützt. Das Nabenteil 84 kann unmittelbar an einem Ringanschlag o. dgl. oder einem gesonderten Sprengring o. dgl. in Richtung zum Getriebe an der Getriebeeingangswelle 24 abgestützt sein. Da das Nabenteil 84 und das Ringteil 66 gegeneinander relativ-verdrehbar sind, kann zwischen diesen Komponenten ein Axiallager vorgesehen sein, sofern nicht das Lager 92 sowohl Axiallager- als auch Radiallagerfunktion hat. Vom Letzteren wird in Bezug auf das Ausführungsbeispiel in Fig. 1 ausgegangen.

Große Vorteile ergeben sich daraus, wenn, wie beim gezeigten Ausführungsbeispiel, die sich in radialer Richtung erstreckenden Abschnitte der Außenlamellenträger 62 und 70 auf einer axialen Seite einer zu einer Achse A der Doppelkupplung 12 erstreckenden Radialebene angeordnet sind und die sich in radialer Richtung erstreckenden Abschnitte der Innenlamellenträger 82 und 86 der beiden Lamellen-Kupplungsanordnungen auf der anderen axialen Seite dieser Radialebene angeordnet sind. Hierdurch wird ein besonders kompakter Aufbau möglich, insbesondere dann, wenn – wie beim gezeigten Ausführungsbeispiel – Lamellenträger einer Sorte (Außenlamellenträger oder Innenlamellenträger) drehfest miteinander verbunden sind und jeweils als Eingangsseite der betreffenden Lamellen-Kupplungsanordnung in Bezug auf den Kraftfluss von der Antriebseinheit zum Getriebe dienen.

In die Doppelkupplung 12 sind Betätigungskolben zur Betätigung der Lamellen-Kupplungsanordnungen integriert, im Falle des gezeigten Ausführungsbeispiels zur Betätigung der Lamellen-Kupplungsanordnungen im Sinne eines Einrückens. Ein der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 zugeordneter Betätigungskolben 110 ist axial zwischen dem sich radial erstreckenden Abschnitt des Außenlamellenträgers 62 der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 und dem sich radial erstreckenden Abschnitt des Außenlamellenträgers 70 der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72 angeordnet und an beiden Außenlamellenträgern sowie am Ringteil 66 mittels Dichtungen 112, 114, 116 axial verschiebbar und eine zwischen dem Außenlamellenträger 62 und dem Betätigungskolben 110 ausgebildete Druckkammer 118 sowie eine zwischen dem Betätigungskolben 110 und dem Außenlamellenträger 70 ausgebildete Fliehkraft-Druckausgleichskammer 120 abdichtend geführt. Die Druckkammer 118 steht über einen in dem Ringteil 66 ausgebildeten Druckmediumkanal 122 mit einer an einer Druckmediumsversorgung, hier die bereits erwähnte Ölpumpe, angeschlossenen Drucksteuereinrichtung, ggf. ein Steuerventil, in Verbindung, wobei der Druckmediumkanal 122 über eine das Ringteil 66 aufnehmende, ggf. getriebefeste Anschlusshülse an der Drucksteuereinrichtung angeschlossen ist. Zum Ringteil 66 ist in diesem Zusammenhang zu erwähnen, dass dieses für eine einfachere Herstellbarkeit insbesondere hinsichtlich des Druckmediumkanals 122 sowie eines weiteren Druckmediumkanals zweiteilig hergestellt ist mit zwei ineinander gesteckten hülsenartigen Ringteilabschnitten, wie in Fig. 1 angedeutet ist.

Ein der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72 zugeordneter Betätigungskolben 130 ist axial zwischen dem Außenlamellenträger 70 der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72 und einem sich im Wesentlichen radial erstreckenden und an einem vom Getriebe fernen axialen Endbereich des Ringteils 66 drehfest und fluiddicht angebrachten Wandungsteil 132 angeordnet und mittels Dichtungen 134, 136 und 138 am Außenlamellenträger 70, dem Wandungsteil 132 und dem Ringteil 66 axial verschiebbar und eine zwischen dem Außenlamellenträger 70 und dem Betätigungskolben 130 ausgebildete Druckkammer 140 sowie eine zwischen dem Betätigungskolben 130 und dem Wandungsteil 132 ausgebildete Fliehkraft-Druckausgleichskammer 142 abdichtend geführt. Die Druckkammer 140 ist über einen weiteren (schon erwähnten) Druckmediumkanal 144 in entsprechender Weise wie die Druckkammer 118 an einer/der Drucksteuereinrichtung angeschlossen. Mittels der Drucksteuereinrichtung(en) kann an den beiden Druckkammern 118 und 140 wahlweise (ggf. auch gleichzeitig) von der Druckmediumsquelle (hier Ölpumpe) aufgebracht Druck angelegt werden, um die erste Lamellen-Kupplungs-



anordnung 64 oder/und die zweite Lamellen-Kupplungsanordnung 72 im Sinne eines Einrückens zu betätigen. Zum Rückstellen, also zum Ausrücken der Kupplungen dienen Membranfedern 146, 148, von denen die dem Betätigungskolben 130 zugeordnete Membranfeder 148 in der Fliehkraft-Druckausgleichskammer 142 aufgenommen ist.

Die Druckkammern 118 und 140 sind, jedenfalls während normalen Betriebszuständen der Doppelkupplung 112, vollständig mit Druckmedium (hier Hydrauliköl) gefüllt, und der Betätigungszustand der Lamellen-Kupplungsanordnungen hängt an sich vom an den Druckkammern angelegten Druckmediumsdruck ab. Da sich aber die Außenlamellenträger 62 und 70 samt dem Ringteil 66 und dem Betätigungskolben 110 und 130 sowie dem Wandungsteil 133 im Fahrbetrieb mit der Kupplungswelle 14 mitdrehen, kommt es auch ohne Druckanlegung an den Druckkammern 118 und 140 von seiten der Drucksteuereinrichtung zu fliehkraftbedingten Druckerhöhungen in den Druckkammern, die zumindest bei größeren Drehzahlen zu einem ungewollten Einrücken oder zumindest Schleifen der Lamellen-Kupplungsanordnungen führen könnten. Aus diesem Grunde sind die schon erwähnten Fliehkraft-Druckausgleichskammern 120, 142 vorgesehen, die ein Druckausgleichsmedium aufnehmen und in denen es in entsprechender Weise zu fliehkraftbedingten Druckerhöhungen kommt, die die in den Druckkammern auftretenden fliehkraftbedingten Druckerhöhungen kompensieren.

Man könnte daran denken, die Fliehkraft-Druckausgleichskammern 120 und 142 permanent mit Druckausgleichsmedium, beispielsweise Öl, zu füllen, wobei man ggf. einen Volumenausgleich zur Aufnahme von im Zuge einer Betätigung der Betätigungskolben verdrängtem Druckausgleichsmedium vorsehen könnte. Bei der in Fig. 1 gezeigten Ausführungsform werden die Fliehkraft-Druckausgleichskammern 120, 142 jeweils erst im Betrieb des Antriebsstrangs mit Druckausgleichsmedium gefüllt, und zwar in Verbindung mit der Zufuhr von Kühlfluid, beim gezeigten Ausführungsbeispiel speziell Kühlöl, zu den Lamellen-Kupplungsanordnungen 64 und 72 über einen zwischen dem Ringteil 66 und der äußeren Getriebeeingangswelle 24 ausgebildeten Ringkanal 150, dem die für das Kühlöl durchlässigen Lager 90, 92 zuzurechnen sind. Das Kühlöl fließt von einem getriebeseitigen Anschluss zwischen dem Ringteil und der Getriebeeingangswelle 24 in Richtung zur Antriebseinheit durch das Lager 90 und das Lager 92 hindurch und strömt dann in einem Teilstrom zwischen dem vom Getriebe fernen Endabschnitt des Ringteils 66 und dem Nabenteil 84 nach radial außen in Richtung zum Lamellenpaket 74 der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72, tritt aufgrund von Durchlassöffnungen im Innenlamellenträger 86 in den Bereich der Lamellen ein, strömt zwischen den Lamellen des Lamellenpakets 74 bzw. durch Reibbelagnuten o. dgl. dieser Lamellen nach radial außen, tritt durch Durchlassöffnungen im Außenlamellenträger 70 und Durchlassöffnungen im Innenlamellenträger 82 in den Bereich des Lamellenpakets 76 der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 ein, strömt zwischen den Lamellen dieses Lamellenpakets bzw. durch Belagnuten o. dgl. dieser Lamellen nach radial außen und fließt dann schließlich durch Durchlassöffnungen im Außenlamellenträger 62 nach radial außen ab. An der Kühlölaufuhrströmung zwischen dem Ringteil 66 und der Getriebeeingangswelle 24 sind auch die Fliehkraft-Druckausgleichskammern 120, 142 angeschlossen, und zwar mittels Radialbohrungen 152, 154 im Ringteil 66. Da bei stehender Antriebseinheit das als Druckausgleichsmedium dienende Kühlöl in den Druckausgleichskammern 120, 142 mangels Fliehkräften aus den Druckausgleichskammern abläuft, werden die Druckausgleichskammern jeweils wieder

neu während des Betriebs des Antriebsstrangs (des Kraftfahrzeugs) gefüllt.

Da eine der Druckkammer 140 zugeordnete Druckbeaufschlagungsfläche des Betätigungskolbens 130 kleiner ist und sich überdies weniger weit nach radial außen erstreckt als eine der Druckausgleichskammer 142 zugeordnete Druckbeaufschlagungsfläche des Kolbens 130, ist in dem Wandungsteil 132 wenigstens eine Füllstandsbegrenzungsöffnung 156 ausgebildet, die einen maximalen, die erforderliche Fliehkraftkompensation ergebenden Radialfüllstand der Druckausgleichskammer 142 einstellt. Ist der maximale Füllstand erreicht, so fließt das über die Bohrung 154 zugeführte Kühlöl durch die Füllstandsbegrenzungsöffnung 156 ab und vereinigt sich mit dem zwischen dem Ringteil 66 und dem Nabenteil 84 nach radial außen tretenden Kühlölstrom. Im Falle des Kolbens 110 sind die der Druckkammer 18 und die der Druckausgleichskammer 120 zugeordneten Druckbeaufschlagungsflächen des Kolbens gleich groß und erstrecken sich im gleichen Radialbereich, so dass für die Druckausgleichskammer 120 entsprechende Füllstandsbegrenzungsmittel nicht erforderlich sind.

Der Vollständigkeit halber soll noch erwähnt werden, dass im Betrieb vorzugsweise noch weitere Kühlölströmungen auftreten. So ist in der Getriebeeingangswelle 24 wenigstens eine Radialbohrung 160 vorgesehen, über die sowie über einen Ringkanal zwischen den beiden Getriebeeingangswellen ein weiterer Kühlölteilstrom fließt, der sich in zwei Teilströme aufspaltet, von denen einer zwischen den beiden Nabenteilen 80 und 84 (durch das Axiallager 94) nach radial außen fließt und der andere Teilstrom zwischen dem getriebefernen Endbereich der Getriebeeingangswelle 22 und dem Nabenteil 80 sowie zwischen diesem Nabenteil 84 und dem Ringabschnitt 38 der Kupplungsnahe 34 (durch die Lager 98 und 100) nach radial außen strömt.

Da sich das nach radial außen strömende Kühlöl benachbart einem radial äußeren Abschnitt des der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 zugeordneten Betätigungskolbens 110 ansammeln könnte und zumindest bei größeren Drehzahlen fliehkraftbedingt die Einrückbewegung dieses Kolbens behindern könnte, weist der Kolben 110 wenigstens eine Druckausgleichsöffnung 162 auf, die einen Kühlölfluss von einer Seite des Kolbens zur anderen ermöglicht. Es wird dementsprechend zu einer Ansammlung von Kühlöl auf beiden Seiten des Kolbens kommen mit entsprechender Kompensation fliehkraftbedingt auf den Kolben ausgeübter Druckkräfte. Ferner wird verhindert, dass andere auf einer Wechselwirkung des Kühlöls mit dem Kolben beruhende Kräfte die erforderlichen axialen Kolbenbewegungen behindern. Es wird hier beispielsweise an hydrodynamische Kräfte o. dgl. gedacht sowie an ein "Festsaugen" des Kolbens am Außenlamellenträger 62.

Es ist auch möglich, wenigstens eine Kühlölabflussöffnung im sich radial erstreckenden, radial äußeren Bereich des Außenlamellenträgers 62 der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 vorzusehen. Eine derartige Kühlölabflussöffnung ist bei 164 gestrichelt angedeutet. Um trotzdem eine hinreichende Durchströmung des Lamellenpakets 76 der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 mit Kühlfluid (Kühlöl) zu gewährleisten, kann ein Kühlölleitelement (allgemein ein Kühlfluidleitelement) vorgesehen sein. In Fig. 1 ist gestrichelt angedeutet, dass eine benachbarte Endlamelle 166 des Lamellenpakets 76 einen Kühlölleitabschnitt 168 aufweisen könnte, so dass die Endlamelle 166 selbst als Kühlölleitelement dient.

Im Hinblick auf eine einfache Ausbildung der Drucksteuereinrichtung für die Betätigung der beiden Lamellen-Kupplungsanordnungen wurde bei dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 vorgesehen, dass eine für die radial innere Lamellen-

Kupplungsanordnung 72 bezogen auf einen Betätigungsdruck an sich gegebene, im Vergleich zur anderen Kupplungsanordnung 64 geringere Momentenübertragungsfähigkeit (aufgrund eines geringeren effektiven Reibradius als die radial äußere Kupplungsanordnung 64) zumindest teilweise kompensiert wird. Hierzu ist die der Druckkammer 140 zugeordnete Druckbeaufschlagungsfläche des Kolbens 130 größer als die der Druckkammer 118 zugeordnete Druckbeaufschlagungsfläche des Kolbens 110, so dass bei gleichem Hydrauliköldruck in den Druckkammern auf den Kolben 130 größere axial gerichtete Kräfte als auf den Kolben 110 ausgeübt werden.

Es sollte noch erwähnt werden, dass durch eine radiale Staffelung der den Kolben zugeordneten Dichtungen, speziell auch eine axiale Überlappung von wenigstens einigen der Dichtungen, eine gute Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums ermöglicht.

Bei den Lamellenpaketen 74, 76 können Maßnahmen zur Vermeidung der Gefahr einer Überhitzung getroffen sein zusätzlich zu der schon beschriebenen Zufuhr von Kühllöl und der Ausbildung von (in der Fig. 1 nur schematisch angedeuteten) Kühllöddurchtrittsöffnungen in den Lamellenträgern. So ist es vorteilhaft, wenigstens einige der Lamellen als "Wärmezwischenspeicher" zu nutzen, die etwa während eines Schlupfbetriebs entstehende, die Wärmeabfuhrmöglichkeiten mittels des Kühlfuids (hier Kühllöls) oder durch Wärmeleitung über die Lamellenträger momentan überfordern Wärme zwischenspeichern, um die Wärme zu einem späteren Zeitpunkt, etwa in einem ausgekuppelten Zustand der betreffenden Lamellen-Kupplungsanordnung, abführen zu können. Hierzu sind bei der radial inneren (zweiten) Lamellen-Kupplungsanordnung reibbelaglose, also keinen Reibbelag tragende Lamellen axial dicker als Lamellentragerelemente von Reibbelag-tragenden Lamellen ausgebildet, um für die reibbelaglosen Lamellen jeweils ein vergleichsweise großes Materialvolumen mit entsprechender Wärmekapazität vorzusehen. Diese Lamellen sollten aus einem Material hergestellt werden, das eine nennenswerte Wärmespeicherfähigkeit (Wärmekapazität) hat, beispielsweise aus Stahl. Die Reibbelag-tragenden Lamellen können im Falle einer Verwendung von üblichen Reibbelägen, beispielsweise aus Papier, nur wenig Wärme zwischenspeichern, da Papier eine schlechte Wärmeleitfähigkeit hat.

Die Wärmekapazität der die Reibbeläge tragenden Reibbelagtragelemente können ebenfalls als Wärmespeicher verfügbar gemacht werden, wenn man anstelle von Belagmaterialien mit geringer Leitfähigkeit Belagmaterialien mit hoher Leitfähigkeit verwendet. In Betracht kommt die Verwendung von Reibbelägen aus Sintermaterial, das eine vergleichsweise hohe Wärmeleitfähigkeit hat. Problematisch an der Verwendung von Sinterbelägen ist allerdings, dass Sinterbeläge einen degressiven Verlauf des Reibwerts  $\mu$  über einer Schlupfdrehzahl (Relativdrehzahl  $\Delta N$  zwischen den reibenden Oberflächen) aufweisen, also dass  $d\mu/d\Delta N < 0$  gilt. Ein degressiver Verlauf des Reibwerts ist insoweit nachteilig, als dieser eine Selbsterregung von Schwingungen im Antriebsstrang fördern kann bzw. derartige Schwingungen zumindest nicht dämpfen kann. Es ist deshalb vorteilhaft, wenn in einem Lamellenpaket sowohl Lamellen mit Reibbelägen aus Sintermaterial als auch Lamellen mit Reibbelägen aus einem anderen Material mit progressivem Reibwertverlauf über der Schlupfdrehzahl ( $d\mu/d\Delta N > 0$ ) vorgesehen sind, so dass sich für das Lamellenpaket insgesamt ein progressiver Reibwertverlauf über der Schlupfdrehzahl oder zumindest näherungsweise ein neutraler Reibwertverlauf über der Schlupfdrehzahl ( $d\mu/d\Delta N = 0$ ) ergibt und dementsprechend eine Selbsterregung von Schwingungen im Antriebsstrang zumindest nicht gefördert wird oder – vorzugs-

weise – Drehschwingungen im Antriebsstrang sogar (aufgrund eines nennenswert progressiven Reibwertverlaufs über der Schlupfdrehzahl) gedämpft werden.

Es wird hier davon ausgegangen, dass beim Ausführungsbeispiel der Fig. 1 das Lamellenpaket 74 der radial inneren Lamellen-Kupplungsanordnung 60 ohne Sinterbeläge ausgeführt ist, da die radial äußere Lamellen-Kupplungsanordnung 64 vorzugsweise als Anfahrkupplung mit entsprechendem Schlupfbetrieb eingesetzt wird. Letzteres, also die Verwendung der radial äußeren Lamellen-Kupplungsanordnung als Anfahrkupplung, ist insoweit vorteilhaft, als dass aufgrund des größeren effektiven Reibradius diese Lamellen-Kupplungsanordnung mit geringeren Betätigungskräften (für die gleiche Momentenübertragungsfähigkeit) betrieben werden kann, so dass die Flächenpressung gegenüber der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung reduziert sein kann. Hierzu trägt auch bei, wenn man die Lamellen der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 mit etwas größerer radialer Höhe als die Lamellen der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72 ausbildet. Gewünschtenfalls können aber auch für das Lamellenpaket 74 der radial inneren (zweiten) Lamellen-Kupplungsanordnung 72 Reibbeläge aus Sintermaterial verwendet werden, vorzugsweise – wie erläutert – in Kombination mit Reibbelägen aus einem anderen Material, etwa Papier.

Während bei dem Lamellenpaket 74 der radial inneren Lamellen-Kupplungsanordnung 72 alle Innenlamellen Reibbelag-tragende Lamellen und alle Außenlamellen belaglose Lamellen sind, wobei die das Lamellenpaket axial begrenzenden Endlamellen Außenlamellen und damit belaglose Lamellen sind, sind beim Lamellenpaket 76 der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 die Innenlamellen belaglose Lamellen und die Außenlamellen einschließlich der Endlamellen 166, 170 Reibbelag-tragende Lamellen. Wenigstens die Endlamellen 166 und 168 weisen nach einer bevorzugten Ausbildung axial wesentlich dickere Belagtragelemente als die Belagtragelemente der anderen Außenlamellen auf und sind mit Belägen aus Sintermaterial ausgebildet, um die ein vergleichsweise großes Volumen aufweisenden Belagtragelemente der beiden Endlamellen als Wärmezwischenspeicher nutzbar zu machen. Wie beim Lamellenpaket 74 sind die belaglosen Lamellen axial dicker als die Lamellentragerelemente der Reibbelag-tragenden Lamellen (mit Ausnahme der Endlamellen), um eine vergleichsweise große Wärmekapazität zur Wärmezwischenspeicherung bereitzustellen. Die axial innen liegenden Lamellen sollten zumindest zum Teil Reibbeläge aus einem anderen, einen progressiven Reibwertverlauf zeigenden Material, aufweisen, um für das Lamellenpaket insgesamt zumindest eine näherungsweise neutralen Reibwertverlauf über der Schlupfdrehzahl zu erreichen.

Weitere Einzelheiten der Doppelkupplung 12 gemäß dem beschriebenen Ausführungsbeispiel sind für den Fachmann ohne weiteres aus Fig. 1 entnehmbar. So ist die Axialbohrung im Ringabschnitt 36 der Kupplungsnahe 34, in der die Innenverzahnung 46 für die Pumpenantriebswelle ausgebildet ist, durch einen darin festgelegten Stapfen 180 öldicht verschlossen. Das Trägerblech 60 ist am Außenlamellenträger 62 durch zwei Halteringe 172, 174 axial fixiert, von denen der Haltering 172 auch die Endlamelle 170 axial abstützt. Ein entsprechender Haltering ist auch für die Abstützung des Lamellenpakets 74 am Außenlamellenträger 70 vorgesehen.

Es sollte noch betreffend die Ausbildung der Außenlamellen der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 als Belag-tragende Lamellen erwähnt werden, dass in Verbindung mit der Zuordnung der Außenlamellen zur Eingangsseite der Kupplungseinrichtung eine bessere Durchflutung des

Lamellenpakets 76 erreicht wird, wenn die Reibbeläge – wie herkömmlich regelmäßig üblich – mit Reibbelagnuten oder anderen Fluiddurchgängen ausgebildet sind, die eine Durchströmung des Lamellenpakets auch im Zustand des Reibeingriffs ermöglichen. Da die Eingangsseite sich auch bei ausgekuppelter Kupplungsanordnung mit der Antriebseinheit bzw. dem Koppelende 16 bei laufender Antriebseinheit mitdreht, kommt es aufgrund der umlaufenden Reibbelagnuten bzw. der umlaufenden Fluiddurchgänge zu einer Art Förderwirkung mit entsprechender besserer Durchflutung des Lamellenpakets. In Abweichung von der Darstellung in Fig. 1 könnte man auch die zweite Lamellen-Kupplungsanordnung dementsprechend ausbilden, also die Außenlamellen als Reibbelag-tragende Lamellen ausbilden.

Im Folgenden werden anhand der Fig. 2 bis 14 weitere Ausführungsbeispiele erfindungsgemäßer Mehrfach-Kupplungseinrichtungen, speziell erfindungsgemäßer Doppel-Kupplungseinrichtungen, hinsichtlich verschiedener Aspekte erläutert. Da die Ausführungsbeispiele der Fig. 2 bis 14 im grundlegenden Aufbau dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 entsprechen und die Darstellungen der Fig. 2 bis 14 dem Fachmann auf Grundlage der vorangehenden detaillierten Erläuterung des Ausführungsbeispiels der Fig. 1 unmittelbar verständlich sind, kann darauf verzichtet werden, die Ausführungsbeispiele der Fig. 2 bis 14 in allen Einzelheiten zu erläutern. Es wird insoweit auf die vorangehende Erläuterung des Ausführungsbeispiels der Fig. 1 verwiesen, die sich weitestgehend ohne Weiteres auf die Ausführungsbeispiele der Fig. 2 bis 14 übertragen lässt. Für die Ausführungsbeispiele der Fig. 2 bis 14 wurden die gleichen Bezugszeichen wie für das Ausführungsbeispiel der Fig. 1 verwendet. Soweit die Doppelkupplungen der Ausführungsbeispiele der Fig. 2 bis 14 dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 entsprechen, wurde der besseren Übersichtlichkeit wegen darauf verzichtet, alle Bezugszeichen der Fig. 1 auch in die Fig. 2 bis 14 zu übernehmen.

Ein für Kupplungseinrichtungen mit nasslaufenden Kupplungsanordnungen wichtiger Aspekt ist die Abdichtung des Kupplungsraumes und im Zusammenhang damit die Fixierung des Deckels 28 in der Öffnung des Kupplungsgehäuses 20. Bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 3, 6 und 7 weist der Deckel 28 ein radiales Übermaß auf und ist in der Öffnung des vom Gehäuseabschnitt 20 gebildeten Kupplungsgehäuses eingepresst. Da es unter Umständen zu einem Tellern und Wellen des Deckels kommen kann, ist der Dichttring 32 vorgesehen, der das Kupplungsgehäuse abdichtet. Der Dichttring hat überdies die Aufgabe, etwaige Schwingungen mit axialen Relativbewegungen zwischen Deckel 28 einerseits und Kupplungsgehäuse andererseits zu dämpfen. Der Dichttring, der als O-Ring ausgebildet sein kann, kann am Deckel oder/und am Gehäuse gelagert sein und hierzu in eine Ringnut des Gehäuses (vgl. Fig. 7b) oder/und in eine in einem Randabschnitt des Deckels 28 ausgebildete Ringnut des Deckels (vgl. Fig. 7a) aufgenommen sein. Für höhere Dichtwirkung könnte man an Stelle eines O-Rings auch zwei oder mehr axial nebeneinander angeordnete O-Ringe vorsehen. Eine andere Möglichkeit ist die Verwendung eines Dichttrings mit zwei oder mehr Dichtlippen (vgl. Fig. 1 und Fig. 14).

Für höhere Anforderungen an die Dichtigkeit kommen die bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 2, 6, 8, 9, 10, 11 und 12 angewendeten Lösungen in Betracht. Bei einigen dieser Ausführungsbeispielen (vgl. z. B. Fig. 2 und 11) wurde vor der Montage des Deckels 28 ein Gummi- oder Kunststofftring eingelegt oder alternativ ein ringförmiges Ringelement eingespritzt. Das betreffende, auf diese Weise vorgesehene Dichtelement ist in den Figuren mit 200 bezeichnet. Durch das Montieren des Deckels wird dieses ela-

stische Element, also der Gummi- oder Kunststofftring bzw. das eingespritzte Dichtelement, zwischen dem Deckel 28 und dem Gehäuse 20 axial geklemmt. In Verbindung mit dem Dichttring 32 ist eine doppelte Abdichtung erreicht.

Häufig wird man auf den Dichttring 32 auch verzichten können, da durch das axial geklemmte Dichtelement eine sehr hohe Dichtwirkung erreicht wird. Die axiale Sicherung übernimmt, ähnlich wie beim Ausführungsbeispiel der Fig. 1, ein Sprengtring 30, wenn die zwischen dem Deckel 28 und dem Gehäuse 20 ggf. wirkenden Klemmkräfte nicht ausreichen. Eine Alternative zum Sprengtring ist beim Ausführungsbeispiel der Fig. 5 verwirklicht. An Stelle des Sprengtrings ist hier ein ringförmiges Sicherungsblech 210 vorgesehen, das beispielsweise mittels Schrauben 212 am Kupplungsgehäuse 20 festgelegt ist. An Stelle eines ringförmigen Sicherungsblechs 210 könnte auch eine Mehrzahl von gesonderten Sicherungsblechsegmenten vorgesehen sein. Eine derartige Sicherung des Deckels 28 ist auch beim Ausführungsbeispiel der Fig. 8 vorgesehen. An Stelle eines ringförmigen Sicherungsblechs oder einer Mehrzahl von Sicherungsblechsegmenten könnten auch am Kupplungsgehäuse eingeschraubte Schrauben mit in den Radialbereich des Deckels 28 vorstehenden Schraubenköpfen oder Unterleg-elementen (etwa Scheiben oder Federn) vorgesehen sein.

Eine hervorragende Abdichtung des Kupplungsraumes wird durch die bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 9 und 10 verwirklichten Lösungen erreicht. Bei diesen Ausführungsbeispielen wurde nach der Montage des Deckels 28 eine Dichtmasse 205, beispielsweise ein abdichtender Schaum 205 (alternativ: ein Elastomer oder dergleichen) auf die Dichtstelle zwischen dem Deckel 28 und dem Gehäuse 20 gespritzt. Dieser Schaum 205 (oder allgemein: diese Dichtmasse 205) kann zusätzlich die Funktion einer axialen Sicherung für den Deckel 28 übernehmen (auf den Sprengtring 30 des Ausführungsbeispiels der Fig. 9 kann somit eventuell verzichtet werden). Ferner kann der Schaum 205 Schwingungen mit axialen Relativbewegungen oder/und radialen Relativbewegungen zwischen Deckel 28 einerseits und Gehäuse 20 andererseits dämpfen.

Zur Beherrschung etwaiger Restleckagen, beispielsweise dann, wenn man mit einer besonders einfachen Dichtungsanordnung, beispielsweise nur einem O-Ring, auskommen möchte, kann entsprechend dem Ausführungsbeispiel der Fig. 6 ein von einer Rinne 220 gebildeter Ölaufang im Kupplungsgehäuse 20 vorgesehen sein. Es reicht aus, wenn die Rinne 220 nur in einem unteren Bereich des Kupplungsgehäuses vorgesehen ist, sie braucht also nicht umlaufend ausgebildet sein. Die Rinne 220 kann mit einem Sammelreservoir verbunden sein. Unter Umständen reicht es auch aus, wenn die Rinne nur im Rahmen üblicher Wartungsarbeiten turnusmäßig über einen Ablass entleert wird.

Eine weitere, im Falle einer nasslaufenden Kupplungsanordnung bzw. im Falle nasslaufender Kupplungsanordnungen abzudichtende Stelle befindet sich radial innen zwischen der Eingangsseite (Nabe 34) der Kupplungseinrichtung und dem Deckel 28. Da der Deckel 28 stationär ist und die Nabe 34 bei laufender Antriebseinheit rotiert, sollte eine entsprechend wirkungsvolle und die Rotation der Nabe 34 gegenüber dem Deckel 28 ohne übermäßigen Verschleiß aushaltende Dichtungsanordnung 54 vorgesehen werden, die unter Umständen zusätzlich eine Lagerfunktion erfüllen kann. Ähnlich wie beim Ausführungsbeispiel der Fig. 1 ist bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 3, 9 und 14 eine axiale Sicherung der Dichtungsanordnung 54 mittels eines umgebogenen Deckelrandabschnitts oder "Überhangs" (Fig. 3, Fig. 14) oder einer Materialverpressung am Deckelrand (Fig. 9) vorgesehen. Im Bereich des "Überhangs" kann der Deckel 28 geschlitzt sein. Ansonsten sollte zumindest der

Teil des Deckels im radialen Bereich der Dichtungsanordnung 54 geschlossen sein, um Leckagen so weit wie möglich zu vermeiden.

Ein wichtiger Aspekt ist die Lagerung der Kupplungseinrichtung im Antriebsstrang. Vorzugsweise ist die Kupplungseinrichtung an den Getriebeeingangswellen 22 und 24 axial und radial gelagert und nicht oder höchstens sekundär (etwa unter Vermittlung des Deckels 28 oder/und einer das Ringteil 66 aufnehmenden Anschlusshülse) am Getriebegehäuse. Hierdurch wird erreicht, dass die Toleranzen, die das Getriebegehäuse im Bereich der Gehäuseglocke 18 und die Kupplungseinrichtung (Doppelkupplung 12) erfüllen müssen, weniger streng sind. Vorzugsweise kommen Lager zum Einsatz, die sowohl als Axial- als auch als Radiallagerung dienen. Es wird auf die Lager 68 der Ausführungsbeispiele der Fig. 1, 3 und 11 verwiesen. Die je nach Ausbildung ggf. als Kompaktlager bezeichnbaren Axial- und Radiallager können für das Kühlfluid, hier für das Kühllöl, durchlässig ausgeführt sein und so die vorteilhafte Zufuhr des Öls zwischen dem Ringteil 66 einerseits und den Getriebeeingangswellen 22, 24 andererseits ermöglichen.

Ein weiterer Aspekt betrifft die Führung der Betätigungskolben 110 und 130. Wie schon im Zusammenhang mit dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 beschrieben, ist der Betätigungskolben 110 der das radial äußere Lamellenpaket 76 aufweisenden ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 sowohl am ersten Außenlamellenträger 62 als auch am zweiten Außenlamellenträger 70 verschieblich geführt. Diese doppelte Führung sowohl am ersten als auch am zweiten Außenlamellenträger ist insbesondere dann besonders sinnvoll, wenn der Betätigungskolben, wie bei den hier gezeigten Ausführungsbeispielen, mit einem vom Radialbereich der ersten Druckkammer 118 relativ weit radial nach außen vorkragenden und damit einen relativ langen effektiven Hebelarm aufweisenden Abschnitt 230 (Fig. 2) am Lamellenpaket 76 angreift. Die über den "Hebelarm" 230 auf den Betätigungskolben 110 ausgeübten Gegenkräfte des Lamellenpakets können so sicher in die Außenlamellenträger abgeleitet werden, ohne dass es zu einer Verformung des Betätigungskolbens 110 kommt, die zu einer Selbsthemmung führen könnte. Betreffend den zweiten Betätigungskolben 130 sind derartige Verformungen weniger zu befürchten, wenn – wie bei den hier gezeigten Ausführungsbeispielen – der zum zweiten Lamellenpaket 74 vorkragende Abschnitt des Betätigungskolbens 130 weniger weit radial vorsteht und dementsprechend keine nennenswerte "Kraftverstärkung" durch einen effektiven Hebelarm auftritt. Eine der Führung des ersten Betätigungskolbens 110 am zweiten Außenlamellenträger 70 entsprechende zusätzliche Führung des zweiten Betätigungskolbens 130 ist gleichwohl unter Vermittlung der Dichtung 136 am Wandungsteil 132 erreicht (vgl. Fig. 1).

Ein wichtiger Aspekt ist die Abdichtung der Druckkammern und der Druckausgleichskammern. Betreffend die Druckausgleichskammer 142 ist beim Ausführungsbeispiel der Fig. 2 eine äußerst zweckmäßige Ausführung des Dichtungselements 136 verwirklicht. Das Dichtungselement 136 ist als gewölbtes Dichtungselement 136' ausgeführt, das dem die Wandung 132 bildenden Blechteil am radial äußeren Rand übergezogen oder an diesem Rand angespritzt ist. Dies ist eine besonders montagefreundliche Ausführung des Dichtungselements 136', die dazu führt, dass das Dichtungselement 136' am Rand des Wandungsteils 132 axial festgelegt ist, sich also mit dem Betätigungskolben 130 nicht mitbewegt.

Das Dichtungselement 136' der Fig. 2 kann eine derartige Axialabmessung aufweisen, dass es im eingerückten Zustand der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72 an einem zugeordneten Abschnitt des zweiten Betätigungskol-

bens 130 angreift und als ein das Öffnen der zweiten Lamellen-Kupplungsanordnung 72 unterstützendes, also den Betätigungskolben 130 in Richtung zu einer Ausrückposition vorspannendes Federelement wirkt. Auch die zwischen dem zweiten Außenlamellenträger 70 und dem ersten Betätigungskolben 110 wirkende Dichtung 114 kann entsprechend ausgebildet sein, so dass auch die Ausrückbewegung des ersten Betätigungskolbens 110 durch die Dichtung 114 unterstützt wird. Betreffend den zweiten Betätigungskolben 130 kann dessen Ausrückbewegung alternativ oder zusätzlich auch durch das hierzu elastisch verformbar ausbildbare Wandungsteil 132 unterstützt werden. Durch die Unterstützung der Ausrückbewegungen der Betätigungskolben wird erreicht, dass die Lamellen-Kupplungsanordnungen schneller im Sinne eines Ausrückens ansprechen, als wenn nur die Membranfedern 146 und 148 (Fig. 1) vorgesehen wären. Im Falle der Fig. 2 sind beide Membranfedern in der jeweiligen Druckausgleichskammer 120 bzw. 142 angeordnet.

Alternativen zur Ausbildung der Dichtungselemente als im Querschnitt sich im Wesentlichen in axialer Richtung erstreckende Ringelemente sind in den Fig. 7c und 7d dargestellt, die alternative Ausgestaltungen der Doppelkupplung 12 im Bereich des mit x bezeichneten Bereiches der Fig. 7a erkennen lassen. Gemäß der in Fig. 7c gezeigten Ausführungsvariante sind in den Außenlamellenträger 62 (oder/und – alternativ/zusätzlich – in den Kolben 110) Ringnuten 240 eingearbeitet, die zusammen mit einer zugeordneten Oberfläche des jeweiligen anderen Teils (Kolben oder Außenlamellenträger) eine Labyrinth-Dichtung bilden. Auf Dichtungselemente aus Kunststoff, Gummi oder dergleichen kann dann verzichtet werden. Dies ist insbesondere insofern vorteilhaft, als dass die beiden miteinander im Dichteingriff stehenden Dichtungspartner den gleichen Wärmeausdehnungskoeffizienten haben können. Hierdurch wird erreicht, dass es im Falle von Temperaturänderungen oder -schwankungen zu keinen wesentlichen Änderungen der Reibung zwischen den Dichtungspartnern oder zu einer nennenswerten Verschlechterung der Dichtwirkung, ggf. zu Leckagen, kommt.

Eine andere Möglichkeit der Ausführung der Dichtungen ist in Fig. 7d dargestellt. An Stelle des sich im Querschnitt primär in axialer Richtung erstreckenden Dichtungsringes 112 der Fig. 7a ist gemäß Fig. 7d ein sich im Querschnitt überwiegend in radialer Richtung erstreckender Dichttring 112' vorgesehen, der in einem Ausformung 250 des ersten Betätigungskolbens 110 eingesetzt ist. Das Dichtelement 112' greift an einer Innenumfangsfläche des ersten Außenlamellenträgers 62 in der Art eines Abstreifers an. Das Dichtelement 112' ist zwischen der Innenumfangsfläche des Außenlamellenträgers 62 und einem Boden der Ausformung 250 des Betätigungskolbens 110 derart eingespannt, dass im ausgerückten Zustand der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung 64 die in Fig. 7d dargestellte Wölbung des Dichtungselements 112' resultiert. Bei einem Einrücken der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung kommt es zu einer Entspannung und Streckung (im Querschnitt) des Dichtelements 112'. Das Dichtelement 112' ist also im Zustand der Fig. 7d, also im Falle, dass der Betätigungskolben 110 in seiner einer ausgerückten Lamellen-Kupplungsanordnung entsprechenden Endposition ist, auf maximalen Dichteingriff beansprucht. Demgegenüber ist es in Abweichung von der in Fig. 7d dargestellten Ausführung bevorzugt, dass das betreffende Dichtelement beim Einrücken der Kupplung auf maximalen Dichteingriff beansprucht wird. Hierzu kann an Stelle des Dichtelements 112' ein in Fig. 7d herausgezeichnet dargestelltes Dichtelement 112" in die Ausformung 250 eingesetzt werden, das im entspannten, noch nicht eingesetzten Zustand entgegengesetzt zum Dichtelement 112' ge-

wölbt ist. Hierdurch wird erreicht, dass das Dichtelement **112** durch den Druck im Druckraum **118** sowie durch die Axialbewegung des Betätigungskolbens **110** im Sinne eines Einrückens auf zunehmende "Streckung" und damit zunehmenden Dichteingriff beansprucht wird. Ein gestreckter Spannungszustand des Dichtelements **112** ist in Fig. 7d als weitere Herauszeichnung dargestellt und wird im Zuge der Einrückbewegung des ersten Betätigungskolbens **110**, ggf. erst in seiner axialen Einrück-Endposition, erreicht und kann vor allem auf die Einwirkung des Drucks in der Druckkammer **118** auf das Dichtelement **112** zurückgeführt werden, der das Dichtelement in die Ausformung **250** zusätzlich einpresst. Hierdurch wird eine besonders wirkungsvolle Abdichtung der Druckkammer **118** erreicht, und zwar vor allem im eingerückten Zustand bzw. im Zuge des Einrückens der zugeordneten Lamellen-Kupplungsanordnung **64**. Es ist äußerst sinnvoll, maximale Dichtwirkung im Zustand des seine axiale Einrück-Endposition einnehmenden Betätigungskolbens vorzusehen, also dann, wenn das Lamellenpaket **76** maximal zusammengepresst wird und in der Druckkammer **118** maximaler Druck herrscht. Speziell in dieser Betriebssituation sollte eine Leckage möglichst nicht auftreten.

Ein weiterer Vorteil der in Fig. 7d dargestellten Ausführungsmöglichkeit für den Bereich x in Fig. 7a (entsprechendes gilt für die übrigen, dem Betätigungskolben zugeordneten Dichtungen) ist die Ersparnis von vor allem axialem Bauraum, da eine einseitige Nut ausreicht und die Nuttiefe in einem radial verlaufenden Abschnitt des Betätigungskolbens **110** (oder alternativ des Außenlamellenträgers) liegen kann. Es sind somit dünne Wandstärken möglich. Die die Ausformung bildende Nut kann einfach hergestellt werden, beispielsweise durch Einwalzen.

Die Art und Weise der Anordnung der Betätigungskolben und speziell der diesen zugeordneten Dichtungen hat einen Einfluss auf den benötigten axialen und radialen Bauraum. Ein wichtiger Parameter in diesem Zusammenhang sind die in Fig. 5 eingezeichneten Winkel  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ , und  $\alpha_3$ , die im Falle des Ausführungsbeispiels der Fig. 5 etwa  $55^\circ$  ( $\alpha_1$ ), etwa  $45^\circ$  ( $\alpha_2$ ) bzw. etwa  $25^\circ$  ( $\alpha_3$ ) betragen. Als Winkel  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  und  $\alpha_3$  sind die Winkel zwischen einer zur Achse A parallelen Horizontalen und den die Dichtungen **114** und **136**, die Dichtungen **112** und **134** bzw. die Dichtungen **116** und **138** schneidenden Geraden definiert. Es hat sich gezeigt, dass eine Anordnung der Dichtungen in einem Winkelbereich entsprechend einem Winkel  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  bzw.  $\alpha_3$  von etwa  $10^\circ$  bis  $70^\circ$  im Hinblick auf die Kompaktheit der Doppelkupplung **12** vorteilhaft ist. Die Winkel  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  sind diesbezüglich von besonderer Bedeutung. Fig. 5 macht augenfällig, dass es nicht erforderlich ist, dass einander entsprechende Dichtungen auf gleichem Durchmesser oder Radius laufen müssen. Es kann vielmehr etwa im Hinblick auf die Kompaktheit äußerst vorteilhaft sein, diese Dichtungen auf unterschiedlichen Durchmessern oder Radien anzuordnen (in Fig. 5 sind für die Dichtungen **116** und **138** zugeordnete Radien  $r_1$  und  $r_2$  angedeutet). Hierdurch kann speziell auch dazu beigetragen werden, dass die effektive Kolbenfläche des ersten Betätigungskolbens **110** kleiner als die effektive Kolbenfläche des zweiten Betätigungskolbens **130** ist, um die in den Druckkammern **118** und **140** auftretenden Betätigungsdrucke aneinander anzugleichen. Hintergrund ist, dass in der Regel beide Kupplungsanordnungen das gleiche Moment übertragen müssen, die zweite Lamellen-Kupplungsanordnung auf Grund eines kleineren mittleren Reibradius ihres Lamellenpakets **74** als das Lamellenpaket **76** der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung **64** hierfür aber eine größere Anpresskraft benötigt. Eine andere Möglichkeit, für den zweiten Betätigungskolben **130** eine größere, dem

Druckmedium in der Druckkammer ausgesetzte effektive Druckfläche vorzusehen als für den ersten Betätigungskolben **110**, ist in Fig. 13 gezeigt. Ergänzend wird ferner auf die Ausführungen zum Ausführungsbeispiel der Fig. 1 verwiesen.

Unabhängig von der Ausbildung der Kupplungseinrichtung im Einzelnen ist es bei nasslaufenden Kupplungsanordnungen wichtig, ungewünschte Auswirkungen des Kühlfluids, speziell des verwendeten Kühlöls oder dergleichen, zu vermeiden. So können, wie im Zusammenhang mit dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 schon ausgeführt, ungewünschte Auswirkungen des Fliehkraftdruckes des Öls durch Öffnungen (etwa Bohrungen) in den Lamellenträgern oder/und Betätigungskolben reduziert werden. Hierdurch können speziell auch Verformungen der Lamellenträger vermieden werden, die zu einer Hemmung oder Beeinträchtigung der Kolbenbewegung führen könnten. In Verbindung mit dem Vorsehen der Öffnungen **162** und **164** im Kolben **110** und im Außenlamellenträger **62** (vgl. Fig. 11) ist die Ausführung der benachbarten Endlamelle **166** als Leitelement mit Leitabschnitt **168** besonders sinnvoll, um trotz der Abflussmöglichkeit für das Kühlöl durch die Öffnungen **162** und **164** für einen hinreichenden Volumen-Strom durch das Lamellenpaket **76** zu sorgen. Eine entsprechende Durchflussöffnung **160** ist beim Ausführungsbeispiel der Fig. 11 zusätzlich auch im Trägerblech **60** vorgesehen. Die Öffnungen **162**, **164** und **260** sind in Fig. 11 gemeinsam als Fliehkraftdruck-Reduzierungsmittel **262** der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung **64** bezeichnet.

Beim Ausführungsbeispiel der Fig. 13 sind der erste Außenlamellenträger **62** und der erste Betätigungskolben **110** im Hinblick auf die Kühlölabflussöffnungen **162** und **164** auf spezielle Weise ausgebildet, um einerseits im Bereich des Außenlamellenträgers **72** der zweiten (inneren) Lamellen-Kupplungsanordnung axialen Platz zu sparen und andererseits, wenn gewünscht, eine Verdrehsicherung gegen eine Verdrehung des ersten Betätigungskolbens **110** gegenüber dem Außenlamellenträger **62** vorzusehen. Hierzu sind der erste Außenlamellenträger **62** und der erste Betätigungskolben **110** in Umfangsrichtung abwechselnd partiell ausge nommen, so dass nicht ausgenommene Stellen des Betätigungskolbens **110** in ausgenommene Stellen des Außenlamellenträgers **62** und nicht ausgenommene Stellen des Außenlamellenträgers **62** in ausgenommene Stellen des Betätigungskolbens **110** eingreifen. Das Vorsehen der genannten Verdrehsicherung ist insoweit sinnvoll, als dass eine zusätzliche Belastung der zwischen dem Außenlamellenträger **62** und dem Betätigungskolben **110** wirkenden Dichtungen durch Mikrorotationen in Folge von Motorungleichförmigkeiten verhindert werden können. Für diese Verdrehsicherung müssen der Betätigungskolben **110** und der Außenlamellenträger **62** auch im eingerückten Zustand der ersten Lamellen-Kupplungsanordnung **64** ineinander greifen, was sonst nicht erforderlich wäre.

Betreffend den durch die Druckausgleichskammern erreichten Fliehkraftdruckausgleich an den Betätigungskolben selbst erstrecken sich bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 2 bis 14 die einem Betätigungskolben zugeordnete Druckkammer zum einen und die diesem Betätigungskolben zugeordnete Druckausgleichskammer jeweils über den gleichen Radialbereich, so dass Füllstandsbegrenzungsmittel etwa in der Art der Füllstandsbegrenzungsoffnung **156** der Druckausgleichskammer **142** des Ausführungsbeispiels der Fig. 1 nicht erforderlich sind. Generell ist zum Fliehkraftausgleich an den Kolben zu erwähnen, dass nicht unbedingt der gleiche Radius der Druckkammerdichtungen einerseits und der Druckausgleichskammerdichtungen andererseits erforderlich ist. Es kommt allein auf die fliehkraftbedingte

Druckdifferenz zwischen der Druckkammer einerseits und der zugeordneten Fliehkraft-Druckausgleichskammer andererseits an, die einen Maximalwert nicht überschreiten darf und vorzugsweise gegen Null geht. Die Druckdifferenz hängt neben dem durch die radial äußeren Dichtungen gegebenen Außendurchmesser der Kolbenkammern auch von dem durch die radial inneren Dichtungen gegebenen Innendurchmesser der Kolbenkammern ab und kann also über diese beeinflusst werden. Gegebenenfalls können zusätzlich die schon erwähnten Füllstandsbegrenzungsmittel vorgesehen sein.

Ein wichtiges Thema ist die Beherrschung der in der Mehrfach-Kupplungseinrichtung, ggf. Doppel-Kupplungseinrichtung, anfallenden Verlustleistung in Reibeingriff-Betriebssituationen einer jeweiligen Kupplungsanordnung, speziell auch im Falle eines Schlupfbetriebs der Kupplungsanordnung. Hierzu ist es äußerst sinnvoll, die Kupplungsanordnungen als nasslaufende Lamellen-Kupplungsanordnungen auszubilden, wie dies bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 1 bis 14 der Fall ist. Für eine wirkungsvolle Durchflutung der Lamellenpakete 74 und 76 und damit für eine wirksame Abfuhr von Reibungswärme sind vorzugsweise in den Lamellenträgern dem jeweiligen Lamellenpaket zugeordnete Durchtrittsöffnungen vorgesehen, die in Fig. 3 und 4 summarisch mit 270 bezeichnet sind. Im Falle von Lamellenpaketen, die belaglose Metalllamellen (regelmäßig Stahllamellen) und Belagtragende Lamellen aufweisen, sind die Durchtrittsöffnungen 270 bevorzugt derart angeordnet, dass das Kühlfluid, hier das Kühllöl, wenigstens im eingerückten Zustand der betreffenden Lamellen-Kupplungsanordnung unmittelbar an den Stahllamellen vorbeiströmt. Dies gilt speziell dann, wenn als Reibbeläge isolierende Materialien, etwa Papiermaterial, verwendet werden, da dann nahezu die gesamte Wärmekapazität des Lamellenpakets von den Stahllamellen bereitgestellt wird.

Es ist nicht erforderlich, dass die Durchtrittsöffnungen 270 im jeweiligen Innenlamellenträger 82 bzw. 86 und die Durchtrittsöffnungen im Außenlamellenträger 62 bzw. 70 einander direkt gegenüberliegen und ggf. miteinander fluchten. Es ist vielmehr zweckmäßig, durch eine axiale Verlagerung der Durchtrittsöffnungen relativ zueinander den Strömungsweg des Kühllöls zwischen dem Innenlamellenträger und dem Außenlamellenträger zu verlängern, so dass das Öl länger im Bereich des Lamellenpakets verbleibt und mehr Zeit zur Wärmeaufnahme von den Stahllamellen und aus dem Scherspalt zwischen miteinander in Reibeingriff bringbaren Lamellen hat.

In diesem Zusammenhang sollte erwähnt werden, dass es besonders zweckmäßig ist, wenn das die Lamellenpakete durchfließende Öl im Sinne einer Ausrückwirkung auf die Lamellen wirkt und so ein schnelles Ausrücken der betreffenden Lamellen-Kupplungsanordnung unterstützt. Bevorzugt wird hierzu eine durch entsprechende Anordnungen der Durchtrittsöffnungen 270 und Vorsehen einer axialen Abflussmöglichkeit für das Öl aus dem Bereich des Lamellenpakets in Richtung zum Betätigungskolben (in Verbindung mit einer Behinderung oder Unterdrückung eines axialen Abflusses von Öl aus dem Bereich des Lamellenpakets in entgegengesetzte Richtung hin zum Trägerblech 60) erreichte effektiven Ölströmung zwischen dem Lamellenpaket einerseits und dem sich axial erstreckenden Ringabschnitt des Außenlamellenträgers 62 bzw. 70 oder/und dem Innenlamellenträger 82 bzw. 86 andererseits ausgenutzt, die auf die Lamellen eine Schleppwirkung ausübt.

Ein Großteil der Verlustleistung wird beim Anfahren an der als Anfahrkupplung eingesetzten Kupplungsanordnung entstehen. Es ist deshalb dafür zu sorgen, dass die als Anfahrkupplung dienende Kupplungsanordnung besonders ef-

ektiv gekühlt wird. Dient, wie bevorzugt, die erste, das radial äußere Lamellenpaket 76 aufweisende Lamellen-Kupplungsanordnung 64 als Anfahrkupplung, so ist es zweckmäßig, einen größeren Teil des Ölvolumenstroms an der inneren Kupplungsanordnung 72 vorbeizuführen. Hierzu kann, wie in Fig. 4 und 11 dargestellt, der zweite Innenlamellenträger 86 mit Durchtrittsöffnungen 280 ausgebildet sein, um einen Ölstrom am Lamellenpaket 74 vorbei nach radial außen zum Lamellenpaket 76 zu ermöglichen. Der innere Lamellenträger 82 der äußeren Lamellen-Kupplungsanordnung 64 dient dann bevorzugt als Leitblech für die Ölströmung, so dass wenigstens ein überwiegender Teil des durch die Durchtrittsöffnungen 280 hindurchgeströmten Öls die dem Lamellenpaket 76 zugeordneten Durchtrittsöffnungen 270 im Innenlamellenträger 82 erreicht. In diesem Zusammenhang ist auch die Ausbildung der Endlamelle 166 mit dem Leitabschnitt 168 besonders sinnvoll, da diese dafür sorgt, dass das zu den Durchtrittsöffnungen 270 im Innenlamellenträger 280 hinströmende Öl zumindest überwiegend durch diese Durchtrittsöffnungen hindurchtritt und das Lamellenpaket 76 durchströmt.

Um beispielsweise beim Anfahren oder im Schlupfbetrieb entstehende Reibungswärme besser beherrschen zu können, kann die Wärmekapazität der betreffenden Kupplungsanordnung, insbesondere der ersten Kupplungsanordnung 64, durch verschiedene Maßnahmen vergrößert werden. So ist es möglich, für diese Kupplungsanordnung, hier die erste, radial äußere Kupplungsanordnung, die Zahl der Lamellen gegenüber der Lamellenzahl der anderen Kupplungsanordnung zu vergrößern. So weist bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 2, 11 und 12 die erste (äußere) Kupplungsanordnung 64 mehr Lamellen als die innere (zweite) Kupplungsanordnung 72 auf. Es wurde erkannt, dass die Vorteile hinsichtlich der größeren Wärmekapazität des Lamellenpakets 76 den durch unterschiedliche Lamellenzahlen wohl implizierten größeren Materialeinsatz für die Herstellung der Lamellen beider Kupplungsanordnungen rechtfertigen. Eine weitere Möglichkeit ist, zumindest einige der Reibbeläge aus einem wärmeleitfähigen Material herzustellen. Beispielsweise können die im Zusammenhang mit dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 erwähnten Sinterbeläge eingesetzt werden. So sind etwa bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 3 bis 10 und 13 die axial äußeren Belagtragenden Lamellen (Endlamellen), also die axial äußeren Außenlamellen, mit Reibbelägen aus Sintermaterial ausgerüstet. Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit der Sinterbeläge können diese Endlamellen wirkungsvoll zur Speicherung von Verlustleistung, insbesondere von Anfahr-Verlustleistung, ausgenutzt werden. Für eine besonders hohe Wärmekapazität dieser Endlamellen sind diese axial vergleichsweise dick ausgeführt. Es wird auf die Ausführungen zum Ausführungsbeispiel der Fig. 1 verwiesen.

Eine weitere Möglichkeit zur Vergrößerung der zur Verfügung stehenden Wärmekapazität ist, dass das Trägerblech 60 als Reibfläche des Lamellenpakets eingesetzt wird, wie dies bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 2, 11 und 12 der Fall ist. Das Trägerblech 60 weist eine gegenüber einer einzelnen Lamelle wesentlich größere Masse und dementsprechend wesentlich größere Wärmekapazität auf und kann somit viel Reibungswärme zwischenspeichern. Das Trägerblech weist überdies eine große Oberfläche auf, an der es mit Kühllöl wechselwirken kann, so dass die zwischengespeicherte Wärme durch das Kühllöl effektiv vom Trägerblech 60 abgeführt werden kann.

Ein Unterschied zwischen dem Ausführungsbeispiel der Fig. 11 und dem Ausführungsbeispiel der Fig. 12 liegt darin, dass die im Lamellenpaket 76 rechteste Belagtragende Lamelle, beispielsweise eine Papierlamelle, im Falle des Aus-

führungsbeispiel der Fig. 12 in radialer Richtung (nach radial innen) kürzer ausgeführt ist als im Falle des Ausführungsbeispiels der Fig. 11. Hintergrund dieser Maßnahme ist, dass eine ungleichmäßige Flächenpressung von Belagtragenden Lamellen zu Problemen führen kann, beispielsweise zu Belagspaltungen. Im Falle des Ausführungsbeispiels der Fig. 11 ist eine ungleichmäßige Flächenpressung der dem Trägerblech 60 unmittelbar benachbarten Belagtragenden Außenlamelle zu befürchten, da die der Lamelle zugeordnete Reibfläche des Trägerblechs in einen abgerundeten Übergangs-Oberflächenbereich übergeht, indem die Lamelle nicht mehr hinreichend axial abgestützt ist. Selbstverständlich könnte man die Reibfläche des Trägerblechs in ihren radialen Abmessungen so weit vergrößern, dass die benachbarte Lamelle überall gleichmäßig abgestützt ist. Dies hätte aber zur Folge, dass mehr radialer Bauraum erforderlich wäre. Demgegenüber ist die Lösung der Fig. 12 bevorzugt. Hier ist die dem Trägerblech 60 unmittelbar benachbarte, mit der Reibfläche des Trägerblechs 60 in Reibeingriff bringbare Außenlamelle radial kürzer ausgebildet, weist also einen kleineren Innenradius als andere Außenlamellen und dementsprechend einen kleineren mittleren Reibradius als andere Außenlamellen auf. Die Radialabmessung dieser Außenlamelle ist auf die radiale Abmessung der Reibfläche des Trägerblechs 60 derart abgestimmt, dass die Reibfläche des Trägerblechs 60 im Radialbereich der Außenlamelle im Wesentlichen plan ist. Die übrigen Belagtragenden Lamellen (Außenlamellen) können eine größere Radialabmessung als die dem Trägerblech 60 unmittelbar benachbarte Belagtragende Lamelle (Außenlamelle) aufweisen, da die benachbarte, axial äußerste Innenlamelle (Stahllamelle) für eine gleichmäßige Flächenpressung auch über die größere Reibbelagfläche sorgt. Für eine Vergleichmäßigung der Flächenpressung können sich auch andere Belagtragende Lamellen des Lamellenpakets hinsichtlich ihres mittleren Reibradius unterscheiden, also im Falle von Außenlamellen etwa verschiedene Innenradien aufweisen. Hierdurch können in den belaglosen Stahllamellen gezielt einer Verformung der Stahllamellen durch Wärme entgegenwirkende Temperaturprofile eingestellt werden. Ferner ist es möglich, gezielt durch entsprechende Temperaturprofile wärmebedingte Verformungen von Stahllamellen einzustellen, die wärmebedingte Verformungen anderer Stahllamellen kompensieren, so dass insgesamt für eine Vergleichmäßigung der Flächenpressung gesorgt wird.

Betreffend das Vorsehen von Reibbelägen unterschiedlichen Materials in einem Lamellenpaket wurde im Zusammenhang mit dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 schon darauf hingewiesen, dass hierdurch der Reibwertverlauf zwischen progressiv, neutral und degressiv eingestellt werden kann. Bevorzugt ist ein progressiver Reibwertverlauf oder wenigstens ein neutraler Reibwertverlauf, um einem Aufbau von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang entgegenzuwirken und sofern Torsionsschwingungen keine Probleme darstellen, beispielsweise weil spezielle Maßnahmen zur Dämpfung oder Unterdrückung von Torsionsschwingungen getroffen sind. So ist es durchaus auch denkbar, alle Reibbeläge eines Lamellenpakets aus Sintermaterial herzustellen, um so alle Reibbelagtragenden Lamellen mit ihrer Wärmekapazität als Wärmewischenspeicher verfügbar zu machen.

Es wurde schon darauf hingewiesen, dass bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 2 bis 12 beide Membranfedern 146 und 148 (vgl. Fig. 2) in der jeweiligen Druckausgleichskammer (120 bzw. 142) angeordnet sind, wodurch der zur Verfügung stehende Bauraum gut ausgenutzt wird. Gemäß dem Ausführungsbeispiel der Fig. 12 weist der Außenlamellenträger 70 radial außerhalb der Membranfeder 146 eine Stufe

der Höhe  $b$  auf, die als Endanschlag für den Betätigungskolben 110 dient. Die Stufenhöhe  $b$  ist auf die Dicke der Membranfeder 146 abgestimmt, so dass eine Verbiegung der Membranfeder in zur Darstellung der Fig. 12 entgegengesetzter Richtung durch den nach rechts fahrenden Betätigungskolben 110 verhindert wird. Eine plane Anlagefläche für die Membranfeder 46 am Innenlamellenträger 70 ist deshalb nicht erforderlich, so dass der Innenlamellenträger 70 hinsichtlich seiner Querschnittsform so gestaltet sein kann, wie es im Hinblick auf eine Minimierung des benötigten Bauraums sinnvoll ist.

Bei allen Ausführungsbeispielen der Fig. 1 bis 14 ist die Kupplungseinrichtung über die Kupplungsnahe 34 an der Antriebseinheit des Antriebsstrangs angekoppelt, und zwar vorzugsweise über einen Torsionsschwingungsdämpfer, wie in Fig. 13 als Beispiel gezeigt ist. Ferner ist bei allen Ausführungsbeispielen der Fig. 1 bis 14 eine Pumpenantriebswelle 26 als radial innerste Welle vorgesehen, die über Verzahnungen mit der Kupplungsnahe 34 gekoppelt ist. Es wird diesbezüglich auf die Ausführungen zum Ausführungsbeispiel der Fig. 1 verwiesen.

Aus fertigungstechnischen Gründen ist die Nabe bevorzugt zweiteilig ausgebildet (Ringabschnitte 36 und 38 der Nabe in Fig. 1). Auch bei den Ausführungsbeispielen der Fig. 2, 5, 8, 9, 10, 11, 12, 13 und 14 ist die Nabe 34 in entsprechender Weise zweiteilig ausgeführt, während im Falle der Ausführungsbeispiele der Fig. 3, 4, 6 und 7 eine einteilig ausgeführte Nabe 34 vorgesehen ist.

Aus fertigungstechnischen Gründen ist es ferner bevorzugt, dass die Nabe als zur Antriebseinheit hin offenes Ringteil ausgeführt ist, so dass sich die der Pumpenantriebswelle 26 zugeordnete Innenverzahnung der Nabe leicht räumen lässt. Die Öffnung der Nabe kann vorteilhaft durch ein Dichtelement, beispielsweise ein Dichtzapfen 180 entsprechend Fig. 5, verschlossen sein. Der Dichtzapfen 180 kann durch die Innenverzahnung der Nabe 34 zentriert und an der Nabe angeschweisst sein. Eine andere Möglichkeit ist beim Ausführungsbeispiel der Fig. 8 verwirklicht. Hier ist an Stelle eines Dichtzapfens oder dergleichen ein an der Nabe 34, genauer an dem Ringabschnitt 36 der Nabe angeschweisstes Verschlussblechteil 290 vorgesehen, das an einem Flanschabschnitt die dem (nicht dargestellten) Torsionsschwingungsdämpfer zugeordnete Außenverzahnung 42 aufweist. Das Verschlussblechteil 290 kann einen zapfenartigen Abschnitt aufweisen, der zur Eigenzentrierung des Blechteils 290 an der Nabe 36 dient. Alternativ oder zusätzlich kann das Blechteil 290 einen zapfenartigen Abschnitt aufweisen, der zur gegenseitigen Zentrierung der Motor- und Getriebeeingangswellen dient. Eine derartige Funktion kann auch die Kupplungsnahe 34 selbst erfüllen. Beim Ausführungsbeispiel der Fig. 5 ist die Nabe 34 ohne Öffnung im Bereich der Innenverzahnung ausgeführt.

Zu erwähnen ist noch, dass die im Zusammenhang mit dem Dichtelement 136 sowie im Zusammenhang mit der Durchströmung der Lamellen mit Kühlöl angesprochene Möglichkeit der Unterstützung eines Ausrückens der betreffenden Lamellen-Kupplungsanordnung in vieler Hinsicht vorteilhaft ist, beispielsweise wenn die betreffende Lamellen-Kupplungsanordnung mit regeltem Schlupf betrieben werden soll. Es können auch andere, sowieso vorhandene Komponenten der Kupplungseinrichtung in diesem Sinne wirken, beispielsweise das die zweite Druckausgleichskammer 142 begrenzende Wandungsteil 132, das als den zugeordneten Betätigungskolben in Ausrückrichtung vorspannendes Federelement dienen kann, wie oben schon angedeutet wurde.

Weitere Einzelheiten der Doppelkupplungen 12 gemäß den verschiedenen Ausführungsbeispielen und insbesondere



Unterschiede zwischen den verschiedenen Doppelkupplungen sind vom Fachmann ohne Weiteres den Figuren entnehmbar.

# Patentansprüche

1. Mehrfach-Kupplungseinrichtung, gegebenenfalls Doppel-Kupplungseinrichtung (12), für die Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, wobei die Kupplungseinrichtung (12) eine einer ersten Getriebeeingangswelle (22) des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung (64) und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle (24) des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung (72) aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe, **dadurch gekennzeichnet**, dass von den Kupplungsanordnungen wenigstens eine (64, 72) einen eine Druckkammer (118 bzw. 140) begrenzenden Betätigungskolben (110 bzw. 130) aufweist zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, wobei der Betätigungskolben (110 bzw. 130) die Druckkammer (118 bzw. 140) von einer zugeordneten Fliehkraft-Druckausgleichskammer (120 bzw. 142) trennt, die ein Druckausgleichsmedium aufnimmt.
2. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Fliehkraft-Druckausgleichskammer (120 bzw. 142) an einer Druckausgleichsmediumversorgung angeschlossen ist, um die Fliehkraft-Druckausgleichskammer wenigstens in einem Bedarfs-Betriebszustand der Kupplungseinrichtung mit Druckausgleichsmedium zu versorgen.
3. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Druckausgleichsmediumversorgung von einer Hydraulikmediumversorgung oder einer gesonderten Betriebsfluidversorgung, ggf. Betriebsölversorgung, gebildet ist, die auch zur Versorgung wenigstens einer anderen Funktionseinheit (74, 76) der Kupplungseinrichtung dient.
4. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass in der Fliehkraft-Druckausgleichskammer (142) eine Rückstellfederanordnung (148) zum Rückstellen des Betätigungskolbens (130) aufgenommen ist.
5. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass eine der Druckausgleichskammer (142) zugeordnete Dichtungsanordnung (136) oder/und eine Begrenzungswandung (132) der Druckausgleichskammer derart angeordnet und elastisch ausgebildet ist, dass sie in einem einem Hubbereich des Betätigungskolbens (130), der eine einem eingerückten Zustand der betreffenden Kupplungsanordnung (72) entsprechende Hubposition des Betätigungskolbens (130) umfaßt, ein Ausrücken der Kupplungsanordnung (72) wenigstens unterstützt.
6. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtungsanordnung ein Dichtungselement (136') aufweist, das an einem die Druckausgleichskammer (142) begrenzenden Wandungsteil (132) angebracht ist und mit diesem (132) und dem Betätigungskolben (130) in Dichteingriff steht.
7. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtungselement (136') von dem Wandungsteil (132) in Richtung zu einer Anschlagfläche des Betätigungskolbens (130) vorsteht und wenigstens im eingerückten Zustand der Kupp-

lungsanordnung (72) auf den Betätigungskolben (130) elastische Rückstellkräfte in Richtung zu einer einem ausgerückten Zustand der Kupplungsanordnung (72) entsprechenden Hubposition überträgt.

8. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtungselement (136') an einem Randbereich des Wandungsteils aufgespritzt oder dem Randbereich übergezogen ist.

9. Mehrfach-Kupplungseinrichtung, gegebenenfalls Doppel-Kupplungseinrichtung (12), für die Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, wobei die Kupplungseinrichtung (12) eine einer ersten Getriebeeingangswelle (22) des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung (64) und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle (24) des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung (72) aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe, dadurch gekennzeichnet, dass von den Kupplungsanordnungen wenigstens eine (64, 72) einen eine Druckkammer (118 bzw. 140) begrenzenden Betätigungskolben (110 bzw. 130) aufweist zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, und dass die Kupplungsanordnungen (64, 72) als Lamellen-Kupplungsanordnungen ausgebildet sind, von denen eine radial äußere Kupplungsanordnung (64) eine radial innere Kupplungsanordnung (72) ringartig umschließt, wobei der der radial äußeren Kupplungsanordnung (64) zugeordnete Betätigungskolben (110) an einem Lamellenträger, vorzugsweise Außenlamellenträger (62), der radial äußeren Kupplungsanordnung (64) und an einem Lamellenträger, vorzugsweise Außenlamellenträger (70), der radial inneren Kupplungsanordnung (72) axial verschiebbar und die Druckkammer (118) abdichtend geführt ist.

10. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Betätigungskolben (110) eine Druckausgleichsmedium aufnehmende Fliehkraft-Druckausgleichskammer (120) begrenzt, wobei der Betätigungskolben (110) auch die Fliehkraft-Druckausgleichskammer (120) abdichtend an den Lamellenträgern (62, 70) geführt ist.

11. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die der radial äußeren Kupplungsanordnung (76) zugeordnete Fliehkraft-Druckausgleichskammer (120) durch einen Lamellenträger, vorzugsweise Außenlamellenträger (70), der radial inneren Kupplungsanordnung (72) begrenzt ist.

12. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass ein der radial inneren Kupplungsanordnung (72) zugeordneter Betätigungskolben (130) an einem Lamellenträger, vorzugsweise Außenlamellenträger (70), der radial inneren Kupplungsanordnung (72) sowie gegebenenfalls an einer Wandung (132) einer gegebenenfalls vorgesehenen, dem Betätigungskolben (130) zugeordneten Fliehkraft-Druckausgleichskammer (142) axial verschiebbar und die zugeordnete Druckkammer (140) sowie gegebenenfalls die Druckausgleichsmedium aufnehmende Fliehkraft-Druckausgleichskammer (142) abdichtend geführt ist.

13. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass mit den Betätigungskolben (110, 130) zusammenwirkende Dichtungselemente (112, 114, 134, 136) radial gestaffelt und vorzugsweise sich teilweise axial überlappend angeordnet sind.

14. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche



10 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eine Fliehkraft-Druckausgleichskammer (142) sich über einen anderen Radialbereich als die zugeordnete Druckkammer (140) erstreckt, derart, dass eine druckkammerseitige effektive Druckbeaufschlagungsfläche des Kolbens (130) kleiner als eine druckausgleichskammerseitige effektive Druckbeaufschlagungsfläche des Kolbens (130) ist oder/und dass eine Druckausgleichskammer-Begrenzungsfläche des Kolbens (130) sich weiter nach radial außen als eine Druckkammer-Begrenzungsfläche des Kolbens (130) erstreckt, wobei der Druckausgleichskammer (142) Füllbegrenzungsmittel (156) zugeordnet sind, die zur Vermeidung einer Überkompensation der Fliehkraft die Füllung der Druckausgleichskammer (142) mit Druckausgleichsmedium auf einen maximalen radialen Teilfüllungsstand begrenzen.

15. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Füllbegrenzungsmittel wenigstens eine Druckausgleichsmedium-Durchlassöffnung (156) in einer sich in radialer Richtung erstreckenden Wandung (132) der Druckausgleichskammer umfassen.

16. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 9 bis 15, mit den Merkmalen wenigstens eines der Ansprüche 1 bis 8.

17. Mehrfach-Kupplungseinrichtung, gegebenenfalls Doppel-Kupplungseinrichtung (12), für die Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, wobei die Kupplungseinrichtung (12) eine einer ersten Getriebeeingangswelle (22) des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung (64) und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle (24) des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung (72) aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe, dadurch gekennzeichnet, dass von den Kupplungsanordnungen wenigstens eine (64, 72) einen eine Druckkammer (118 bzw. 140) begrenzenden Betätigungskolben (110 bzw. 130) aufweist zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, wobei der Betätigungskolben (110) an einem die Druckkammer (118) oder/und an einem eine zugeordnete Druckausgleichskammer (120) begrenzenden Wandungsteil (62 bzw. 70) die Druckkammer oder/und die Druckausgleichskammer abdichtend geführt ist, wobei

a) zwischen dem betreffenden Wandungsteil (62) und dem Kolben (110) eine Labyrinth-Dichtung (240) umfassend wenigstens eine Ringnut (240) in einem sich in einer Einrück-Ausrück-Richtung des Betätigungskolbens erstreckenden Oberflächenabschnitt des Betätigungskolbens oder/und des Wandungsteil (62) wirksam ist oder/und wobei

b) zwischen dem betreffenden Wandungsteil (62) und dem Kolben (110) wenigstens ein Dichtungsring (112', 112'') wirksam ist, der einerseits an einem (110) von Betätigungskolben und Wandungsteil festgelegt ist und andererseits am anderen (62) von Betätigungskolben und Wandungsteil mit Axialspiel relativ zum einen (110) von Betätigungskolben und Wandungsteil angreift und während einer Einrück-Bewegung oder/und während einer Ausrück-Bewegung des Betätigungskolbens (110) auf zunehmenden Dichteingriff mit dem Wandungsteil (62) oder/und dem Betätigungskol-

ben (110) beansprucht wird.

18. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass der Dichtungsring (112', 112'') einerseits in eine Ringnut (250) des Betätigungskolbens (110) oder des Wandungsteils eingreift.

19. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 17 oder 18, dadurch gekennzeichnet, dass der Dichtungsring (112', 112'') wenigstens einen Abschnitt aufweist, der andererseits an einem sich in einer Einrück-Ausrück-Richtung des Betätigungskolbens erstreckenden, in dieser Richtung ebenen Oberflächenabschnitt des Betätigungskolbens oder des Wandungsteils (62) angreift.

20. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß der Abschnitt in der Art eines Abstreifers an dem Oberflächenabschnitt angreift.

21. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 17 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass der Dichtungsring (112', 112'') in einem Zustand geringerer Spannung mit geringerem Dichteingriff bezogen auf eine Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung enthaltende oder zu dieser parallelen Schnittebene in axialer Richtung gewölbt ist und während einer Einrück-Bewegung oder/und während einer Ausrück-Bewegung des Betätigungskolbens (110) in einen Zustand höherer Spannung mit stärkerem Dichteingriff überführt wird, in dem er bezogen auf die Schnittebene gestreckt oder in axialer Richtung weniger stark gewölbt ist.

22. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 17 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass der Dichtungsring (112'') im eingerückten Zustand der betreffenden Kupplungsanordnung auf maximalen Dichteingriff beansprucht ist.

23. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 17 bis 22, dadurch gekennzeichnet, dass das die Druckkammer begrenzende Wandungsteil ein Lamellenträger, vorzugsweise Außenlamellenträger (62), der betreffenden, als Lamellen-Kupplungsanordnung (64) ausgebildeten Kupplungsanordnung (64) ist.

24. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 17 bis 23, mit den Merkmalen wenigstens eines der Ansprüche 1 bis 16.

25. Mehrfach-Kupplungseinrichtung, gegebenenfalls Doppel-Kupplungseinrichtung (12), für die Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe, wobei die Kupplungseinrichtung (12) eine einer ersten Getriebeeingangswelle (22) des Getriebes zugeordnete erste Kupplungsanordnung (64) und eine einer zweiten Getriebeeingangswelle (24) des Getriebes zugeordnete zweite Kupplungsanordnung (72) aufweist zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungsanordnungen jeweils einen eine jeweilige Druckkammer (118 bzw. 140) begrenzenden Betätigungskolben (110 bzw. 130) aufweisen zum Betätigen, vorzugsweise Einrücken der jeweiligen Kupplungsanordnung mittels eines Druckmediums, vorzugsweise Hydraulikmediums, wobei

a) ein die Druckkammer (118) der ersten Kupplungsanordnung (64) nach radial außen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben (110) und einer Wandung (62) der Druckkammer wirkendes radial äußeres Dichtungselement (112) (im Zusammenhang mit der Druckkammer (118) als erstes Dichtungselement bezeichnet) und ein die Druckkammer (140) der zweiten Kupplungsanordnung (72) nach radial au-

- Ben oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben (130) und einer Wandung (70) der Druckkammer (140) wirkendes radial äußeres Dichtungselement (134) (im Zusammenhang mit der Druckkammer als zweites Dichtungselement bezeichnet) in unterschiedlichen Radialabständen von einer Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung angeordnet sind, oder/und wobei
- b) ein die Druckkammer (118) der ersten Kupplungsanordnung (64) nach radial innen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben (110) und einer Wandung (66) der Druckkammer wirkendes radial inneres Dichtungselement (116) (im Zusammenhang mit der Druckkammer als drittes Dichtungselement bezeichnet) und ein die Druckkammer (140) der zweiten Kupplungsanordnung (72) nach radial innen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben (130) und einer Wandung (66) der Druckkammer (140) wirkendes radial inneres Dichtungselement (138) (im Zusammenhang mit der Druckkammer als viertes Dichtungselement bezeichnet) in unterschiedlichen Radialabständen von einer Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung angeordnet sind.
26. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, dass bezogen auf eine die Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung enthaltende oder zu dieser parallelen Schnittebene das erste (118) und das zweite (134) Dichtungselement oder/und das dritte (116) und das vierte (138) Dichtungselement derart angeordnet sind, dass wenigstens im ausgerückten Zustand beider Kupplungsanordnungen (64, 72) oder/und im eingerückten Zustand beider Kupplungsanordnungen (64, 72) eine beide Dichtungselemente (118, 134; 116, 138) schneidende Gerade mit einer Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung einen Winkel  $\alpha$  von etwa 10° bis 70°, vorzugsweise von etwa 20° bis 50°, höchstvorzugsweise von etwa 30° bis 40°, einschließt.
27. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, dass die Betätigungskolben (110; 130) die jeweilige Druckkammer von einer zugeordneten jeweiligen Druckausgleichskammer (120; 142) trennen, die ein Druckausgleichsmedium aufnimmt, wobei
- c) ein die Druckausgleichskammer (120) der ersten Kupplungsanordnung (64) nach radial außen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben (110) und einer Wandung (70) der Druckausgleichskammer (120) wirkendes radial äußeres Dichtungselement (114) (im Zusammenhang mit der Druckausgleichskammer als fünftes Dichtungselement bezeichnet) und ein die Druckausgleichskammer (142) der zweiten Kupplungsanordnung (72) nach radial außen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben (130) und einer Wandung (132) der Druckausgleichskammer (142) wirkendes radial äußeres Dichtungselement (136) (im Zusammenhang mit der Druckausgleichskammer als sechstes Dichtungselement bezeichnet) in unterschiedlichen Radialabständen von einer Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung angeordnet sind, oder/und wobei
- d) ein die Druckausgleichskammer (120) der ersten Kupplungsanordnung (64) nach radial innen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben (110) und einer Wandung (66) der Druckausgleichskammer wirkendes radial inneres

- Dichtungselement (116) (im Zusammenhang mit der Druckausgleichskammer als siebtes Dichtungselement bezeichnet) und ein die Druckausgleichskammer (142) der zweiten Kupplungsanordnung (72) nach radial innen oder/und axial abdichtendes, zwischen dem Betätigungskolben (130) und einer Wandung (66) der Druckausgleichskammer (142) wirkendes radial inneres Dichtungselement (138) (im Zusammenhang mit der Druckausgleichskammer als achttes Dichtungselement bezeichnet) in unterschiedlichen Radialabständen von einer Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung angeordnet sind.
28. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, dass bezogen auf eine die Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung enthaltende oder zu dieser parallelen Schnittebene das fünfte (114) und das sechste (136) Dichtungselement oder/und das siebte (116) und das achte (138) Dichtungselement derart angeordnet sind, dass wenigstens im ausgerückten Zustand beider Kupplungsanordnungen (64, 72) oder/und im eingerückten Zustand beider Kupplungsanordnungen (64, 72) eine beide Dichtungselemente (114, 136; 116, 138) schneidende Gerade mit einer Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung einen Winkel  $\alpha$  von etwa 10° bis 70°, vorzugsweise von etwa 30° bis 60°, höchstvorzugsweise von etwa 40° bis 50°, einschließt.
29. Kupplungseinrichtung nach Anspruch 27 oder 28, dadurch gekennzeichnet, dass das erste (118) und das fünfte (114) Dichtungselement gesonderte Dichtungselemente sind, die vorzugsweise in im Wesentlichen gleichen Radialabstand von der Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung angeordnet sind, oder/und dass das zweite (134) und das sechste (136) Dichtungselement gesonderte Dichtungselemente sind, die vorzugsweise in im Wesentlichen gleichen Radialabstand von der Drehachse (A) der Kupplungseinrichtung angeordnet sind, oder/und dass das dritte (116) und das siebte (116) Dichtungselement von einem der Druckkammer (118) und der Druckausgleichskammer (120) gemeinsam zugeordneten Dichtungselement (116) gebildet sind, oder/und dass das vierte (138) und das achte Dichtungselement (138) von einem der Druckkammer (140) und der Druckausgleichskammer (142) gemeinsam zugeordneten Dichtungselement (138) gebildet sind.
30. Kupplungseinrichtung nach einem der Ansprüche 25 bis 29, mit den Merkmalen wenigstens eines der Ansprüche 1 bis 24.
31. Antriebsstrang (10) für ein Kraftfahrzeugs mit einer zwischen einer Antriebseinheit und einem Getriebe angeordneten Kupplungseinrichtung (12) nach einem der vorhergehenden Ansprüche.

---

Hierzu 14 Seite(n) Zeichnungen

---



Fig. 9

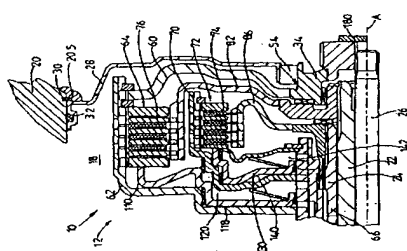


Fig. 8

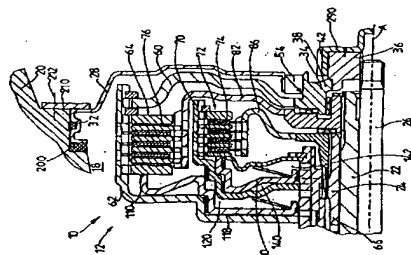


Fig. 7

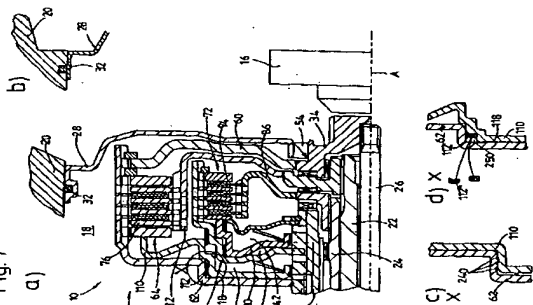


Fig. 12

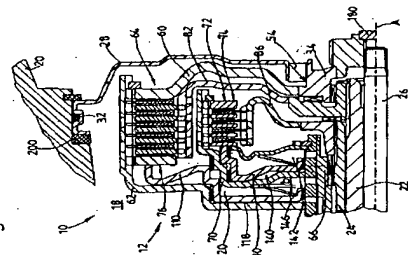


Fig. 11

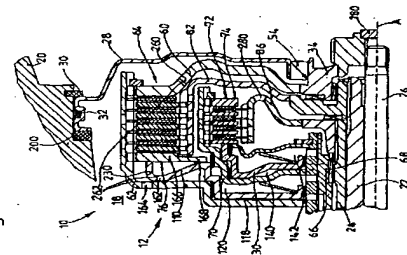
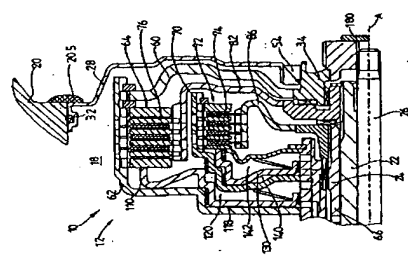


Fig. 10



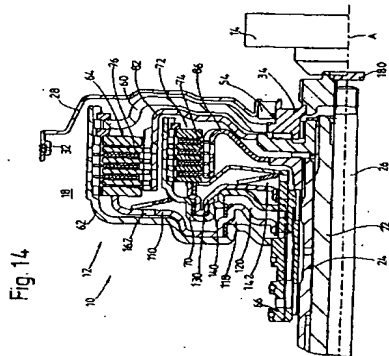


Fig. 14

100

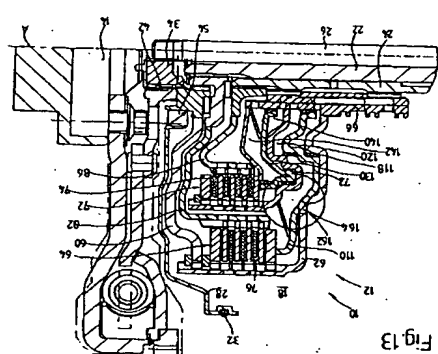


Fig. 13

100

**THIS PAGE BLANK** (USPTO)